

机械设计计算

汪琪 李钧 编著



中国致公出版社

机械设计计算

汪琪李钧 编著

中国致公出版社

机械设计计算

汪琪 李钧 编著

中国致公出版社出版发行

(北京市西城区太平桥大街4号 邮编:100034)

新华书店经销

中国人民大学印刷厂印刷

*

开本:787×1092 1/16 印张:32.75 字数:695千字

1998年5月第1版 1998年5月第1次印刷

印数:1—5 000册

ISBN 7-80096-262-8/TH·2

定价:35.00元

前

言

机械零件(机械设计)课程是一门技术基础课。这门课程综合理论力学、材料力学、机械原理、金属工艺学、金属学及热处理、公差及技术测量、机械制图及计算机等知识,来解决通用的机械零部件的设计问题。同时,这门课程又是学习专业课的必要条件。所以说机械零件课程是技术基础课与专业课之间的联系环节,起着承上启下的作用。

机械零件(机械设计)课程,对机械类和近机类专业学生(包括电视大学、职工大学、函授大学、中等专业学校等类似专业)、机械专业技术人员都至关重要。编者总结机械零件(机械设计)教学数十年的实践经验,按部颁大纲的精神,结合少而精的原则把一部分具有代表性的通用机械零件的设计计算理论、设计方法和步骤、需用资料和图表编写成册,以便于大专院校学生学习《机械设计》课程时得到启发,顺利地完学习作业和解决课程设计中的问题。

本书为从事机械设计工作的技术人员提供了常用的设计理论和方法,可作为从事设计的借鉴。

为了便于阅读和使用,在解析各种机械零件设计问题时,首先扼要介绍有关零件的概念、基本定律、公式、图表和资料以及结构设计,然后,用较大的篇幅选择有代表性的例题进行剖析,讲述解题的思路,归纳解题的规律,指出必须注意的事项,最后,附以适量的习题。

本书密切配合大学教材,一切符号及其意义均与教材相同。

本书所引用的有关标准、规范、数据、资料等,仅择取与阐明问题密切相关的部分,在实际设计时,应以当时的现行标准、规范为依据。

本书所用的计量单位,按国际单位。

读者在阅读本书后,可针对性的得到启发,能在教师辅导下完成大作业和课程设计,从而提高设计计算和独立解决设计工作的能力。

本书较详细地编入了“窄型V带设计计算”、“变位齿轮传动设计计算”和“板簧设计计算”。

本书一至四章及第七章为汪琪编写,五至六章及八至十二章为李钧编写,彼此相互校对多次。

本书可供工科院校机械类、近机类专业师生(包括电视大学、职工大学、函授大学、中等专业学校等类似专业)使用。也可供从事机械设计工作的技术人员参考。

由于水平有限,书中缺点错误难免,期望读者批评指正。

编者

目 录

第一章 螺纹联接的强度计算

- § 1—1 螺栓组联接的受力分析 (1)
- § 1—2 单个螺栓联接的强度计算 (5)
- § 1—3 螺栓组联接计算举例 (13)

第二章 螺旋传动

- § 2—1 概述 (27)
- § 2—2 螺旋传动的材料和许用应力 (28)
- § 2—3 传力螺旋传动的设计计算 (29)
- § 2—4 传导螺旋的设计计算 (42)
- § 2—5 滚动螺旋传动的设计计算 (46)

第三章 带传动

- § 3—1 带传动的理论基础 (66)
- § 3—2 普通三角胶带传动的设计计算 (75)
- § 3—3 窄 V 带传动的设计计算 (93)
- § 3—4 平带传动的设计计算 (113)
- § 3—5 同步带传动的设计计算 (127)
- § 3—6 多楔带传动的设计计算 (141)
- § 3—7 塔轮传动 (147)
- § 3—8 多从动轮带传动 (152)

第四章 齿轮传动

- § 4—1 直齿圆柱齿轮传动的设计计算 (156)
- § 4—2 斜齿圆柱齿轮传动的设计计算 (187)
- § 4—3 标准圆锥齿轮传动的强度计算 (200)
- § 4—4 变位齿轮传动的设计计算 (212)
- § 4—5 齿轮的结构设计 (282)
- § 4—6 齿轮传动的效率和润滑 (285)

第五章 蜗杆传动

- § 5—1 概述 (292)
- § 5—2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数和尺寸计算 (293)

§ 5—3	普通圆柱蜗杆传动设计计算	(297)
§ 5—4	圆弧齿圆柱蜗杆传动	(303)
§ 5—5	蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算	(305)
§ 5—6	蜗杆传动的结构设计	(307)
第六章 链传动		
§ 6—1	链传动的基本内容	(319)
§ 6—2	套筒滚子链传动	(320)
§ 6—3	齿形链传动	(327)
第七章 滑动轴承		
§ 7—1	润滑	(334)
§ 7—2	滑动轴承的种类及其应用	(343)
§ 7—3	滑动轴承的典型结构	(345)
§ 7—4	轴瓦的材料和结构设计	(349)
§ 7—5	非液体摩擦滑动轴承的设计计算	(355)
§ 7—6	液体摩擦动压向心滑动轴承的设计计算	(363)
第八章 滚动轴承		
§ 8—1	滚动轴承的基本知识	(385)
§ 8—2	滚动轴承类型选择	(388)
§ 8—3	滚动轴承的计算	(390)
§ 8—4	变工况下滚动轴承的计算	(400)
§ 8—5	一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算特点	(401)
§ 8—6	滚动轴承的极限转速	(402)
§ 8—7	不同可靠度对滚动轴承尺寸的选择	(403)
§ 8—8	滚动轴承的组合设计	(405)
第九章 轴		
§ 9—1	概述	(415)
§ 9—2	轴的结构设计	(417)
§ 9—3	轴的强度计算	(420)
§ 9—4	轴的刚度校核计算	(424)
§ 9—5	轴的振动	(425)
第十章 联轴器与离合器		
§ 10—1	联轴器与离合器的作用	(433)
§ 10—2	联轴器	(434)
§ 10—3	离合器	(443)

第十一章 弹簧

- § 11—1 概述 (450)
- § 11—2 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧的结构参数与尺寸..... (452)
- § 11—3 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧的计算..... (455)
- § 11—4 圆柱形螺旋扭转弹簧的计算 (458)
- § 11—5 板弹簧的设计计算 (463)

第十二章 机械零件现代的设计方法

- § 12—1 机械可靠性概念、可靠性特征量和可靠性设计程序..... (490)
- § 12—2 计算机辅助设计 (507)

螺纹联接件的强度计算

螺纹联接件的强度计算,是确定螺纹的公称直径 d 。螺纹联接件 d 以外的各种尺寸,可根据 d 和结构上的要求,在有关的标准中选取。

本章将集中地把常用的螺纹联接中的几种典型螺栓联接件的强度计算进行剖析。为了便于讨论和阅读,首先将螺纹联接的基本概念、力的分析和计算公式简单扼要地介绍一下。

§ 1—1 螺栓组联接的受力分析

设计螺栓组时,首先是规定螺栓数目和布局,再根据联接受力分析找出螺栓组中受力最大的螺栓,按强度条件决定其直径等尺寸。为了制造装配的方便和安全,其他螺栓一般也采用相同的尺寸。

计算螺栓组时假定被联接件是刚体,各螺栓的材料、直径、长度和预紧力均相同。

一、受横向载荷的螺栓组

(一)采用普通螺栓

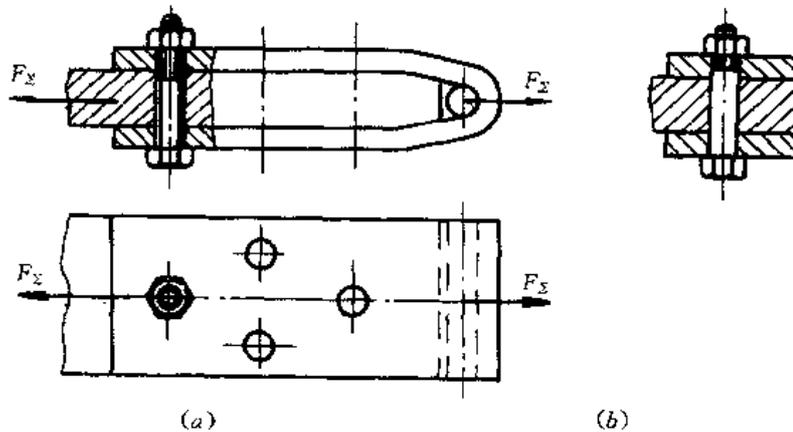


图 1-1 受横向载荷的螺栓组联接

如图 1-1a 所示,横向载荷 F_{Σ} 是靠拧紧螺母后产生摩擦力来传力的。为了可靠起见,一般取摩擦力大于或等于横向载荷。因此取

$$fF'Zi \geq K_s F_{\Sigma}$$

$$\text{或 } F' \geq \frac{K_s F_{\Sigma}}{fZi} \quad (1-1)$$

式中: K_s —— 可靠性系数, $K_s = 1.1 \sim 1.3$;

Z ——螺栓数；

i ——接合面数，图 1-1a 中 $i=2$ ；

f ——接合面摩擦系数，表 1-1。

表 1-1 联接接合面的摩擦系数

被联接件	接合面的表面状态	摩擦系数 f
钢或铸铁零件	干燥的加工表面	0.10~0.16
	有油的加工表面	0.06~0.10
钢结构件	轧制表面，钢丝刷清理浮锈	0.30~0.35
	涂富锌漆	0.35~0.40
	喷砂处理	0.45~0.55
铸铁对砖料、混凝土、木材	干燥表面	0.40~0.45

由式(1-1)求得的预紧力 F' 即每个螺栓所受的轴向工作拉力，其强度条件与只受预紧力的螺栓联接相同(见单个螺栓强度计算一节)。

(二)采用铰制孔用螺栓

如图 1-1b 所示，当联接受横向载荷 F_{Σ} 后，螺栓将受剪切，同时与被联接件的孔壁互相挤压。若各螺栓所受的工作载荷相等，则各螺栓所受的剪力为

$$F_s = \frac{F_{\Sigma}}{Z} \quad (1-2)$$

由于联接件并不是刚体，各个螺栓的剪力也不相等，为了避免受力不均，沿载荷方向布置的螺栓数不宜超过 6 个。同时要注意剪切面数目，如果是两个剪切面， F_s 就是该两个剪切面剪力之和。

对比受拉受剪螺栓联接。如在同样的横向载荷 F_{Σ} 的作用下，受拉螺栓受到的拉力 $F' = \frac{K_s}{f} F_s$ (设 $i=1$)，若 $K_s=1.3$ ， $f=0.15$ ，则 F' 就是 F_s 的 8.6 倍，所以受拉螺栓的尺寸要比受剪联接大得多，但受拉联接结构简单，加工方便，因此仍较为常用。

二、受扭矩作用的螺栓组

如图 1-2 所示受扭矩 T 的底板有绕通过螺栓组形心 O 并与接合面垂直的轴线旋转的趋势。为了防止底板转动，可采用普通螺栓联接，也可用铰制孔用螺栓联接。其传力方向和受横向载荷的螺栓组联接相同。

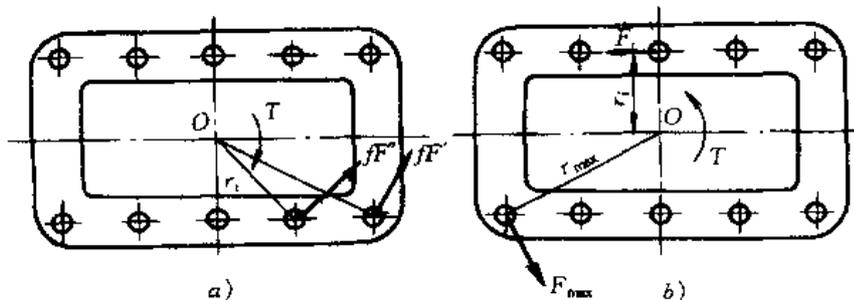


图 1-2 受扭矩作用的螺栓组联接

(一)用普通螺栓联接

图 1-2a 所示,根据底板静力平衡条件得

$$fF'r_1 + fF'r_2 + \dots + fF'r_z = K_S T$$

各螺栓所需的预紧力为

$$F' = \frac{K_S T}{f(r_1 + r_2 + \dots + r_z)} = \frac{K_S T}{f \sum_{i=1}^z r_i} \quad (1-3)$$

式中: r_i ——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组形心的距离;

Z ——螺栓数;

f ——接合面间的摩擦系数,表 1-1;

K_S ——可靠性系数。

显然, F' 即为螺栓所受的轴向工作拉力。

(二)用铰制孔用螺栓联接

在扭矩 T 的作用下,各螺栓所受的横向工作剪力 F_{S_i} 与螺栓轴线到螺栓组形心 O 的连线相垂直(图 1-2b),根据底板的静力平衡条件得

$$F_{S_1} r_1 + F_{S_2} r_2 + \dots + F_{S_z} r_z = \sum_{i=1}^z F_{S_i} r_i$$

根据螺栓变形协调原理,各螺栓所受的工作剪力与其距形心的距离成正比;即

$$\frac{F_{S_i}}{r_i} = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} \quad \text{或} \quad F_{S_i} = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} r_i$$

代入上式,得

$$T = \frac{F_{S_{\max}}}{r_{\max}} \sum_{i=1}^z r_i^2 \quad \text{或} \quad F_{S_{\max}} = \frac{T r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad (1-4)$$

式中: F_{S_i} ——第 i 个螺栓所受的横向工作剪力;

$F_{S_{\max}}$ ——受力最大(即离螺栓组形心最远)的螺栓所受的横向工作剪力;

r_i ——第 i 个螺栓轴线到螺栓组形心 O 的距离;

r_{\max} ——受力最大的螺栓轴线到螺栓组形心 O 的距离。

三、受轴向工作载荷的螺栓组

图 1-3 为一受轴向总载荷 F_{Σ} 的汽缸盖螺栓组联接。计算时,假定各螺栓受载相同,则每个螺栓所受的工作拉力为

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{Z} \quad (1-5)$$

应当指出,各螺栓除承受轴向工作拉力 F 外,还受有预紧力 F' 的作用。因此,螺栓所受的总拉力 F_0 ,并不等于 F 与 F' 之和。具体求法将在下节中讨论。

四、受翻转力矩作用的螺栓组联接

图 1-4 为受翻转力矩 M 的底板螺栓组联接。由图 1-4a 可得:

$$F'_1 L_1 + F'_2 L_2 + \dots + F'_z L_z = M$$

$$\text{或} \quad \sum_{i=1}^z F'_i L_i = M \quad (1-6)$$

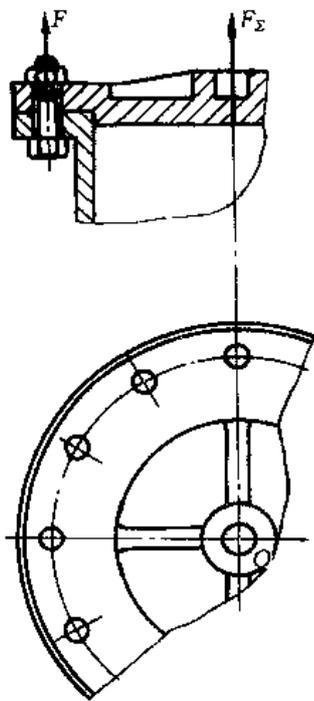


图 1-3 受轴向载荷的螺栓组联接

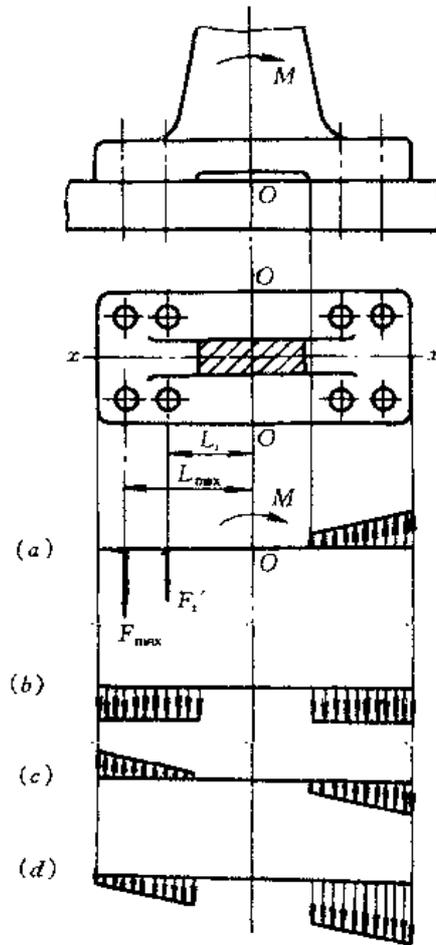


图 1-4 受翻转力矩的螺栓组联接

式中: F'_i ——第 i 个螺栓作用在底板上的轴向反力;

L_i ——第 i 个螺栓的轴线到螺栓组对称轴线 $O-O$ 的距离。

根据螺栓的变形协调条件,各螺栓的工作拉力和螺栓到对称轴线 $O-O$ 的距离成正比。若以 F_i 、 F_{\max} 及 L_i 、 L_{\max} 分别表示第 i 个螺栓及受力最大的螺栓所受的工作拉力(与图 1-4a 中受力方向相反)及其到对称轴线的距离,则得

$$\frac{F_{\max}}{L_{\max}} = \frac{F_i}{L_i} \text{ 或 } F_i = F_{\max} \frac{L_i}{L_{\max}} \quad (1-7)$$

联解式(1-6)及(1-7),即求得受力最大螺栓的工作拉力为

$$F_{\max} = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^z L_i^2} \quad (1-8)$$

对于翻转力矩的螺栓组,除根据预紧力 F' 、最大工作拉力 F_{\max} 确定螺栓的总拉力,进行螺栓强度计算外(见下节),还需要校核底板与基座接合面间的挤压强度及底板有无滑移的危险。

在预紧力 F' 作用下,接合面间的挤压应力 $\sigma_{F'}$ 的分布情况如图 1-4b 所示。即

$$\sigma_{F'} = \frac{ZF'}{A}$$

在翻转力矩 M 作用下,接合面间的挤压应力 σ_M 的分布情况下,如图 1-4c 所示。即

$$\sigma_M = \frac{M}{W}$$

上面两种挤压应力合成后,总挤压应力 σ_p 的分布情况,如图 1-4d 所示。接合面左端边缘处的挤压应力最小,而右端边缘处的挤压应力最大。

为了防止接合面受压最大处压碎,应满足以下条件,即

$$\sigma_{p,max} = \frac{ZF'}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma]_p \quad (1-9)$$

为了防止接合面受压最小处出现间隙,应满足以下条件,即

$$\sigma_{p,min} = \frac{ZF'}{A} - \frac{M}{W} > 0 \quad (1-10)$$

式中 F' ——每个螺栓所受的预紧力;

Z ——螺栓数目;

A ——接合面的面积;

W ——接合面的抗弯剖面模数;

$[\sigma]_p$ ——接合面材料的许用挤压应力,表 1-2。

表 1-2 联接接合面材料的许用挤压应力 $[\sigma]_p$

材料	钢	铸铁	混凝土	砖(水泥浆缝)	木材
$[\sigma]_p, \text{MPa}$	$0.8\sigma_s$	$(0.4 \sim 0.5)\sigma_B$	2.0~3.0	1.5~2.0	2.0~4.0

注:1) $[\sigma]_s$ 为材料屈服极限,MPa; σ_B 为材料强度极限,MPa; 2) 当联接接合面材料不同时,应按强度较弱者选取。

3) 联接承受静载荷时 $[\sigma]_p$ 取大值; 变载时则应取较小值。

一般而论,对受拉螺栓可按轴向载荷或(和)翻转力矩确定螺栓的工作拉力;按横向载荷或(和)扭矩确定联接所需要的预紧力。然后求出螺栓的总拉力(详见下节)。对受剪螺栓可按横向载荷或(和)扭矩确定螺栓的工作剪力。求得受力最大的螺栓及其受力后,即可进行螺栓的强度计算。

§ 1-2 单个螺栓联接的强度计算

对于受拉螺栓,其设计准则是保证螺栓的静力拉伸强度;对于受剪螺栓是保证联接的挤压强度和螺栓的剪切强度,其中联接的挤压强度对联接的可靠性起决定作用。

一、松联接螺栓的强度计算

松联接是指螺栓不受预紧力,只受工作拉力 F 的联接。螺栓螺纹部分的强度条件为

$$\sigma = \frac{F}{A_c} = \frac{4F}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \text{ 或 } d_c \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}, \text{mm} \quad (1-11)$$

式中: F ——作用在螺栓上的轴向力, N;

A_c ——螺纹危险剖面的计算面积,一般取 $A_c \approx \frac{1}{4}\pi d_1^2$;

d_c^* ——螺纹危险剖面的直径。对三角螺纹 $d_c = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) - \frac{H}{6}$, d_1 ——内径、 d_2 ——中径、 H 螺纹的理论高度。设计时一般取 $d_c \approx d_1$ 计算。如果螺纹切制表面粗糙,必须用 d_1 计

算。如果螺纹局部直径小于 d_1 (如退刀槽) 或局部空心, 应取最小剖面直径计算;

$[\sigma]$ ——螺栓材料的许用拉伸应力, MPa。对于钢制螺栓, $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]}$;

σ_s ——螺栓材料的屈服极限, MPa, 表 1-3;

$[S]$ ——安全系数, 表 1-4。

表 1-3 螺纹联接件常用材料的机械性能

材 料	抗拉强度极限 σ_B (MPa)	屈服极限 σ_s (MPa)	疲劳极限(MPa)	
			σ_{-1}	σ_{-1r}
10	340~420	210	160~220	120~150
A2	340~420	220	—	—
A3	410~470	240	170~220	120~160
35	540	320	220~300	170~220
45	610	360	250~340	190~250
40Cr	750~1000	650~900	320~440	240~340

注: σ_{-1r} ——抗压疲劳极限

表 1-4 安全系数 $[S]$

装配情况	公称直径 螺栓材料	载 荷 性 质			
		静 载 荷		变 载 荷	
		M6~M16	M16~M30	M6~M16	M16~M30
紧联接 (不控制预紧力)	碳素钢	4.0~3.0	3.0~2.0	10~6.5	6.5
	合金钢	5.0~4.0	4.0~2.5	7.5~5.0	5.0

由表 1-4 可见, 螺栓的许用安全系数随直径减小而增大。这是因为尺寸小的螺栓, 在扳紧时容易过载而损坏, 为了安全起见, 把许用安全系数定得高些, 许用应力取得低些。设计时由于直径 d 和许用应力都是未知数, 需要用试算法, 即先假定一公称直径 d , 查出许用安全系数 $[S]$ 和求得许用应力 $[\sigma]$ 后进行试算, 直到算出直径与假定的相符为止。

表 1-5 普通粗牙螺纹的外径、内径和根部剖面面积(摘录)

螺纹直径 mm		剖面面积 A, mm^2	螺纹直径, mm		剖面面积 A, mm^2	螺纹直径		剖面面积 A, mm^2
外径 d	内径 d_1		外径 d	内径 d_1		外径 d	外径 d_1	
6	4.918	17.9	16	13.835	144.1	36	31.670	759.5
7	5.891	26.1	18	15.294	174.4	39	34.670	912.9
8	6.647	32.9	20	17.294	225.5	42	37.129	1045.2
9	7.647	43.7	22	19.294	281.5	45	40.129	1224.0
10	8.376	52.3	24	20.752	324.3	48	42.588	1376.7
11	9.376	65.8	27	23.752	427.1	52	46.588	1652.0
12	10.106	76.3	30	26.201	518.9	56	50.046	1915.2
13	11.835	104.7	33	29.211	633.0	60	54.046	2227.0

设计计算,应用式(1-11):

$$A_c \geq \frac{F}{[\sigma]}$$

求出螺纹根部的部面积 A_c 后,即可由表 1-5 选取螺纹外径 d ,此 d 即螺纹联接的公称直径。

二、紧螺栓联接的强度计算

(一)只承受预紧力的螺栓

螺栓材料是塑性的,受拉伸和扭转复合应力的作用,则其强度条件为

$$\sigma_{ca} = \frac{1.3F'}{A_c} \leq [\sigma] \quad (1-12)$$

式中: F' ——预紧力,N;其余符号意义同前。

(二)承受预紧力和工作拉力的螺栓

此种受力形式在紧螺栓联接中比较常见,因而也是最重要的一种。例如压力容器、管件接头以及底板的螺栓联接等都属此类。这种紧螺栓联接承受轴向载荷后,由于螺栓和被联接件的弹性变形,螺栓所受的总拉力并不等于预紧力和工作拉力之和。根据理论分析,螺栓的总拉力 F_0 除和预紧力 F' 、工作拉力 F 有关外,还受到螺栓刚度 C_1 及被联接件刚度 C_2 等因素的影响。因此,应从分析螺栓联接的受力和变形关系入手,找出螺栓总拉力的大小。

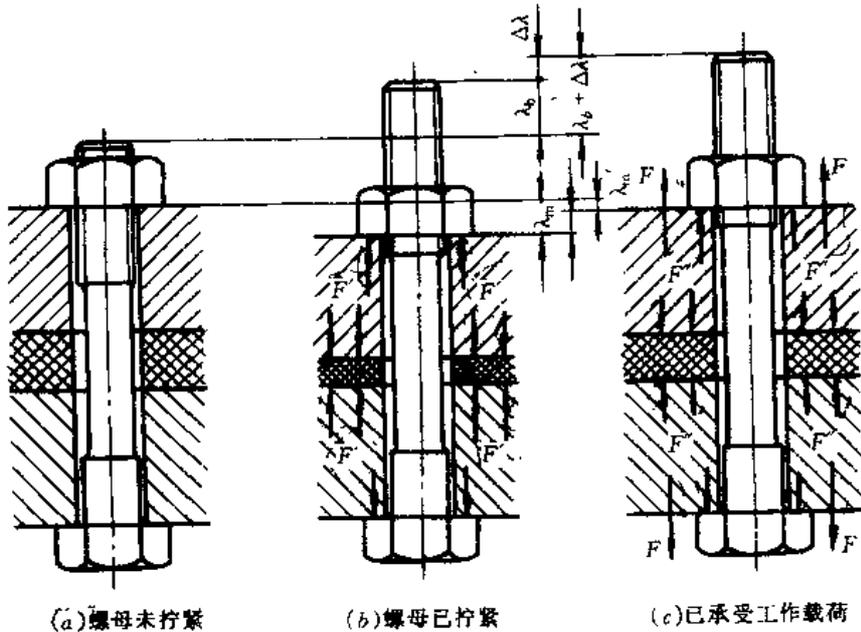


图 1-5 单个紧螺栓联接受力变形图

图 1-5 为汽缸盖螺栓组联接中一个螺栓受力变形分析。

图 1-5a 螺母装上未拧紧。此时,螺栓和被联接件都不受力,因而也不产生变形。

图 1-5b 螺母已拧紧,但尚未承受工作载荷。此时,螺栓受预紧力 F' 的拉伸作用,其伸长量为 λ_1 。相反,被联接件则在 F' 的压缩作用下其压缩量为 λ_2 。

图 1-5c 是承受工作载荷时的情况。此时若螺栓在原变形 λ_1 的基础上再继续伸长 $\Delta\lambda_1$,而被联接件由于螺栓的伸长却得到舒展,其回松量为 $\Delta\lambda_2$,根据变形协调条件, $\Delta\lambda_2 = \Delta\lambda_1$ 。因此,当工作载荷作用以后,被联接件的变形由原来的 λ_2 减至 $\lambda_2 - \Delta\lambda_2$,与此同时,被联接件的预紧力

也由原来的 F' 减至 F'' , 称为剩余预紧力。

显然, 联接受载后, 由于预紧力的变化, 螺栓的总拉力 F_0 并不等于预紧力 F' 与工作拉力 F 之和, 而等于剩余预紧力 F'' 与工作拉力 F 之和, 即 $F_0 = F'' + F$ 。

上述的螺栓和被联接件的受力与变形关系, 还可以用线图表示。如图 1-6a、b 分别表示螺栓和被联接件的受力和变形的关系。

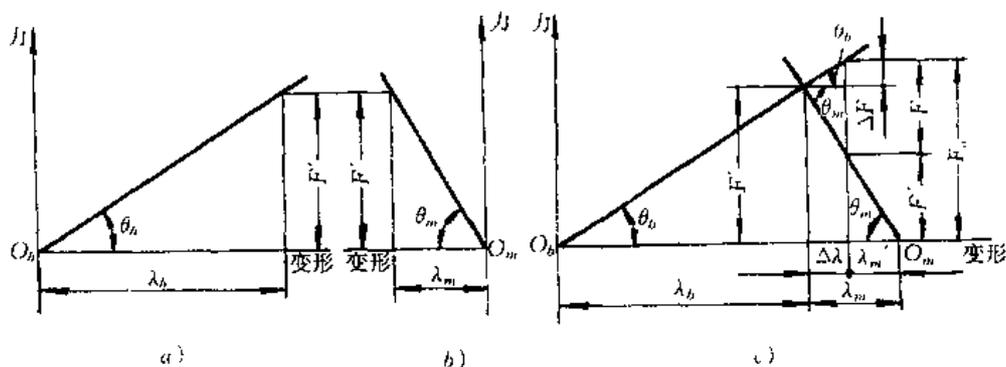


图 1-6 单个紧螺栓联接受力变形图

由图可见, 在联接尚未承受工作拉力 F 时, 螺栓的拉力和被联接件的压缩力, 都等于预紧力 F' 。因此, 为分析上的方便, 可将图 1-6a 和 1-6b 合并成图 1-6c。如图示当联接承受工作载荷 F 时, 螺栓的总拉力为 F_0 , 相应的总伸长量为 $\lambda_1 + \Delta\lambda$; 被联接件的压缩力等于剩余预紧力 F'' , 相应的总压缩量为 $\lambda'_2 = \lambda_2 - \Delta\lambda$ 。由图可见, 螺栓的总拉力 F_0 等于剩余预紧力 F'' 与工作拉力 F 之和。即

$$F_0 = F'' + F \quad (1-13)$$

式中的工作拉力 F , 可按螺栓联接的受载状态, 由式(1-5)或(1-8)确定。

为了保证联接的紧固和紧密性, 剩余预紧力应大于零, 表 1-6 列出了剩余预紧力推荐值。

表 1-6 剩余预紧力 F'' 推荐值

联 接 情 况		剩余预紧力 F''
紧 固	工作拉力 F 无变化	$F'' = (0.2 \sim 0.6)F$
	工作拉力 F 有变化	$F'' = (0.6 \sim 1.0)F$
	有密封性要求	$* F'' = (1.5 \sim 1.8)F$
地 脚 螺 栓		$F'' \geq F$

* 应保证密封面剩余预紧力压强 p'' 为压力容器工作压力 p 的(2~3.5 倍)。

为了保证联接有足够的剩余预紧力 F'' , 螺栓所需要的预紧力 F' , 由图 1-6 中的几何关系推出。如图 1-6 可得。

$$\frac{F'}{\lambda_1} = \operatorname{tg}\theta_1 = C_1, \quad \frac{F'}{\lambda_2} = \operatorname{tg}\theta_2 = C_2 \quad (1-14)$$

式中: C_1 、 C_2 分别表示螺栓和被联接件的刚度, 均为定值。

由图 1-6c 得

$$F' = F'' + (F - \Delta F) \quad (a)$$

按图中的几何关系得

$$\frac{\Delta F}{F - \Delta F} = \frac{\Delta \lambda \operatorname{tg} \theta_1}{\Delta \lambda \operatorname{tg} \theta_2} = \frac{C_1}{C_2}, \Delta F = \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \quad (b)$$

将(b)式代入(a)式得螺栓的预紧力为

$$F' = F'' + (1 - \frac{C_1}{C_1 + C_2}) F = F'' + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F \quad (1-15)$$

螺栓的总拉力为

$$F_0 = F' + \Delta F$$

$$\text{或} \quad F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F \quad (1-16)$$

式(1-16)是螺栓总拉力的另一表达形式。

对金属联接,被联接件的受压面积 A_2 与螺栓面积 A_1 之比大于 10,或对于巨大混凝土地基(通常 $\frac{A_2}{A_1} > 100 \sim 150$)根据经验可取

$$F_0 = (1.1 \sim 1.2) F'$$

上式中 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$,称为螺栓的相对刚度,其大小与螺栓和被联接件的结构尺寸、材料以及垫片、工作载荷的作用位置等因素有关,其值在 0~1 之间变动。若被联接件的刚度很大(或采用刚性薄垫片),而螺栓的刚度很小(如细长的或中空螺栓)时,则螺栓的相对刚度趋于零。反之,其值趋近于 1。为了降低螺栓的受力,提高螺栓联接的承载能力,应使 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 值尽量小些。 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$ 值可通过计算或实验确定。一般设计时,可参考表 1-7 推荐的数据选取。

表 1-7 螺栓的相对刚度 $\frac{C_1}{C_1 + C_2}$

被联接件间所用垫片类别	$\frac{C_1}{C_1 + C_2}$
金属垫片(或无垫片)	0.2~0.3
皮革垫片	0.7
铜皮石棉垫片	0.8
橡胶垫片	0.9
连杆螺栓	0.2

在求得总拉力 F_0 之后,螺栓联接的强度条件为

$$\sigma = \frac{1.3F_0}{A_c} \leq [\sigma] \text{ 或 } A_c \geq \frac{1.3F_0}{[\sigma]} \quad (1-17)$$

求得 A_c 后,可由表 1-5 直接查得螺栓公称直径 d 。

对于受轴向变载荷的重要联接(如内燃机缸盖螺栓联接等),应对螺栓的疲劳强度作精确校核。

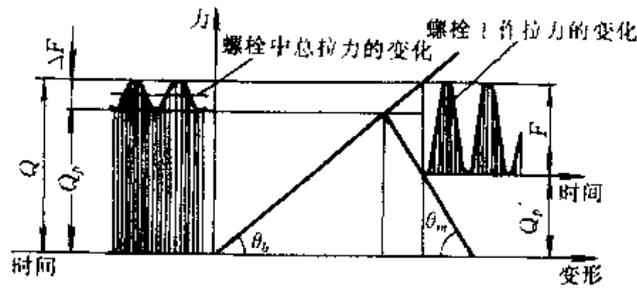


图 1-7 承受轴向变载荷螺栓联接

如图 1-7 所示,当工作拉力在 $0 \sim F$ 之间变化时,螺栓所受的总拉力在 $F' \sim F_0$ 之间变化。如果不考虑螺纹摩擦力矩的扭转作用,则螺栓危险剖面的最大拉力为

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{\frac{\pi}{4} d_c^2}$$

最小拉力应为

$$\sigma_{\min} = \frac{F'}{\frac{\pi}{4} d_c^2}$$

应力幅为

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{C_1}{C_1 + C_2} \cdot \frac{2F}{\pi d_c^2} \leq [\sigma_a] \quad (1-18)$$

式中 $[\sigma_a]$ ——许用应力幅,表 1-9。

(三) 承受工作剪力的紧螺栓联接

如图 1-8 所示,这种联接是利用铰制孔用螺栓抵抗工作载荷 F 。

假设各螺栓所受的工作载荷相等,则每个螺栓所受的剪力为 F ,则

螺栓杆与孔壁的挤压强度条件为

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} \leq [\sigma]_p \quad (1-19)$$

螺栓的剪切强度条件为

$$\tau = \frac{F}{i \frac{\pi}{4} d_0^2} \leq [\tau] \quad (1-20)$$

式中: F ——螺栓所受的工作剪力, N;

d_0 ——螺栓受剪面直径(可取为螺栓孔直径), mm;

$[\tau]$ ——螺纹牙的许用剪力, MPa。对于钢 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_r}$, 此处 $[S]_r$ ——安全系数, 表 1-9;

L_{\min} ——螺栓杆与孔壁挤压面的最小高度, mm。设计时应使 $L_{\min} \geq 1.25d$;

i ——螺栓杆受剪面的数目, 图 1-1b, $i=2$; 图 1-8, $i=1$;

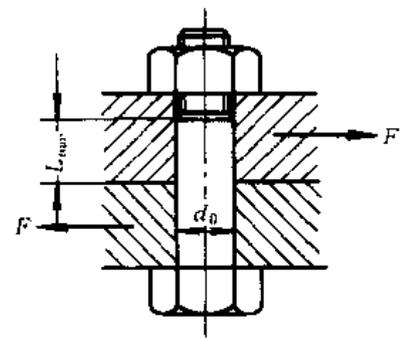


图 1-8 承受工作剪力的紧螺栓联接

$[\sigma]_p$ ——螺栓杆与孔壁材料的许用挤压应力,MPa。

$$\text{对于钢:} [\sigma]_p = \frac{\sigma_S}{[S]_p}; \text{对于铸铁:} [\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$$

此处 σ_S 、 σ_B 分别为材料屈服极限和强度极限,表 1-3; $[S]_p$ 为安全系数,表 1-9。

(四) 螺栓联接的材料和许用应力

国家标准规定螺纹联接零件按其机械性能分级。表 1-8 是螺栓、螺母的强度级别和推荐材料。螺母材料的强度级别和硬度较相配螺栓材料的稍低,其级别组合见表 1-8。

表 1-8 螺栓、螺母的强度级别和推荐材料(摘录)

螺栓、 双头 螺栓、 螺钉	强度级别(标记)*	4.6	4.9	5.6	5.9	6.6	6.9	8.8	10.9	12.9
	抗拉强度极限 σ_{Bmin} (MPa)		400		500		600		800	1000
屈服极限 σ_{Smin} (MPa)		240	360	300	450	360	540	640	900	1080
硬度 HB		110		145~216		175~255		230~305	295~375	355~430
推荐材料		15	10	25	15	45	35	35	40Cr	30CrMnSi
		A3	A1	35	A3			45	15MnVB	15MnVB
相配 的 螺母	相配螺母的强度级别*	4 或 5		5		6		8 或 9	10	12
	抗拉强度极限 σ_{Bmin} (MPa)	500				600		800	1000	1200
	推荐材料	10 A2				15 A3		35	40Cr MnVB	30CrMnSi 15MnVB

* 强度级别由数字表示,小数点前的数字为 $\frac{\sigma_{Bmin}}{100}$, 小数点后的数为屈服比 ($\sigma_{Smin} / \sigma_{Bmin}$)。

螺纹联接件的许用应力和载荷性质(静、变载荷)、装配情况(松联接或紧联接)以及螺纹联接件的材料、结构尺寸等因素有关。螺纹联接件的许用拉应力前已叙述按公式 $[\sigma] = \frac{\sigma_S}{[S]}$ 确定; 螺纹联接件的许用剪应力按公式 $[\tau] = \frac{\sigma_S}{[S]}$ 确定; 许用挤压应力对钢按式 $\sigma_p = \frac{\sigma_S}{[S]_p}$, 对铸铁按式 $\sigma_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$ 。

上列各式中 σ_S 、 σ_B 见表 1-3; 不控制预紧力的 $[S]$ 见表 1-4; $[S]_r$ 、 $[S]_p$ 以及控制预紧力时的安全系数 $[S]$ 均列于表 1-9。

表 1-9 螺纹联接的许用应力

静 载 荷		变 载 荷	
受 拉 螺 栓	许用拉应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]}$	1. 无预紧力时 不淬火钢 $[S]=1.2$ 淬火钢 $[S]=1.6$	许用应力幅 $[\sigma]_a = \frac{\sigma_{alm}}{[S]_a}$
		2. 不控制预紧力时 $[S]$ 见表 1-4	
受 剪 螺 栓	许用剪应力 $\tau = \frac{\sigma_s}{[S]_r}$ 许用挤压应力 钢 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p}$ 铸铁 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$	3. 控制预紧力时 1) 用测力矩或定力矩 扳手 $[S]=1.6 \sim 2$ 2) 用测量螺栓伸长 $[S]=1.3 \sim 1.5$	许用剪应力 $[\tau] = \frac{\sigma_s}{[S]_r}$ 许用挤压应力 钢 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p}$ 铸铁 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[S]_p}$ 混凝土 $[\sigma]_p = 10\text{MPa}$
		$[S]_r = 2.5$ $[S]_p = 1 \sim 1.25$ $[S]_p = 2 \sim 2.5$	

式中 σ_s ——材料屈服极限,表 1-3;

σ_B ——材料抗拉强度极限,表 1-3;

σ_{-1} ——材料在抗压对称循环下的疲劳极限,表 1-3;

κ_r ——螺纹制造工艺系数,车制 $\kappa_r=1$; 辗制 $\kappa_r=1.25$;

κ_u ——螺纹牙受力不均系数,受压螺母 $\kappa_u=1$,部分受拉或全部受拉螺母(如悬置螺母) $\kappa_u=1.5 \sim 1.6$ 。

ϵ ——尺寸系数

d, mm	<12	16	20	24	30	36	42	48	56	64
ϵ	1	0.87	0.80	0.74	0.65	0.64	0.60	0.57	0.54	0.53

κ_s ——螺纹应力集中系数

σ_B, MPa	400	600	800	1000
κ_s	3	3.9	4.8	5.2

§ 1-3 螺栓组联接的计算举例

现在应用上述理论,对若干常用典型螺栓组联接进行强度计算

一、凸缘联轴器螺栓组联接

凸缘联轴器两轴,轴径 $d_s=600\text{mm}$,传递功率 $P=5\text{kW}$,轴的转速 $n=75\text{r/min}$,螺栓中心所在圆直径 $D_0=155\text{mm}$,螺栓数 $Z=4$ 。联轴器用1)普通螺栓联接(图 1-9a),2)铰制孔用螺栓(图 1-9b)。试分别确定它的直径。

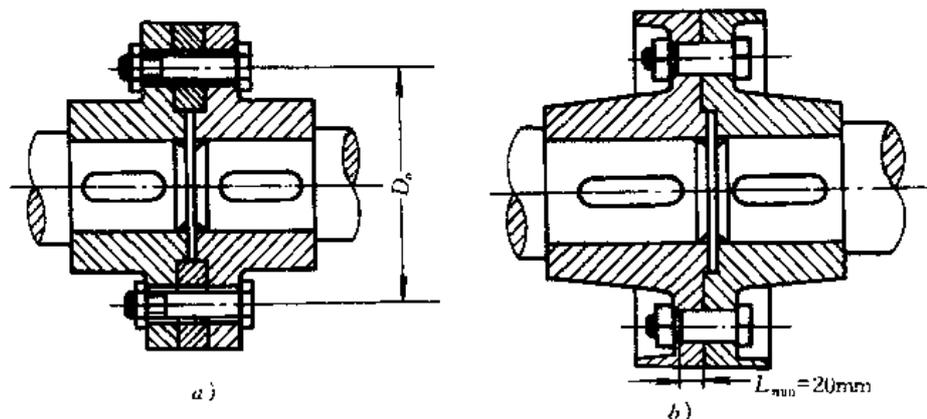


图 1-9 凸缘联轴器

解:

1. 采用普通螺栓

作用在螺栓中心圆 D_0 的圆周力 F_Σ 为

$$F_\Sigma = \frac{2T}{D_0} = \frac{2 \times 9.55 \times 10^6 P}{D_0 n} = \frac{2 \times 9.55 \times 10^6 \times 5}{155 \times 75} = 8215\text{N}$$

每个螺栓受到横向载荷 F

$$F = \frac{F_\Sigma}{Z} = \frac{8215}{4} = 2053.76\text{N}$$

由表 1-3 查取 $f=0.3$; 取 $K_s=1.2$, 接合面对数 $i=2$ 。

由式(1-1)求得所需的预紧力 F' 为

$$F' = \frac{1.2F}{f_i} = \frac{1.2 \times 2053.76}{0.3 \times 2} = 4017.88\text{N}$$

由表 1-8 取 4.6 级 A3 钢, $\sigma_s=240\text{MPa}$; 假设螺栓直径 $d=12\text{mm}$, 不控制预紧力, 由表 1-4

查取许用安全系数 $[S]=3$ 。根据许用应力公式 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{240}{3} = 80\text{MPa}$

螺栓的危险剖面面积, 由式(1-12)

$$A_c \geq \frac{1.3F'}{[\sigma]} = \frac{1.3 \times 4017.88}{80} = 66.75\text{mm}^2$$

由表 1-5, 查得 $d=12\text{mm}$, $A_c=76.3\text{mm}^2$, 与假设相符, 故取 $d=12\text{mm}$ 。

2. 采用铰制孔用螺栓

螺栓材料仍采用 A3 钢, $\sigma_s = 240\text{MPa}$; 联轴器材料取铸铁 HT25-47, $\sigma_B = 250\text{MPa}$ 。由表 1-9 得

$$[\tau]_r = \frac{\sigma_s}{[S]_r} = \frac{240}{2.5} = 96\text{MPa}$$

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_B}{[\sigma]_p} = \frac{250}{2.5} = 100\text{MPa}$$

根据剪切强度条件, 由式(1-20)得

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{i\pi[\tau]_r}} = \sqrt{\frac{4 \times 2053.76}{1 \times \pi \times 96}} = 4.54\text{mm}。$$

由表 1-5 查得最小直径 M6, 螺栓杆直径 $d_0 = 6 + 1 = 7\text{mm}$ 。

根据式(1-19)验算螺栓挤压强度

由表(1-2) $[\sigma]_p = (0.4 \sim 0.5)\sigma_B = (0.4 \sim 0.5) \times 250 = 100\text{MPa} \sim 125\text{MPa}$

$$\sigma_p = \frac{F}{d_0 L_{\min}} = \frac{2053.76}{7 \times 20} = 14.67\text{MPa} < [\sigma]_p$$

因此, 所选螺栓强度足够。

综上计算结果, 可见采用普通螺栓其尺寸要大得多, 但加工简便, 造价低, 所以通常仍应用。铰制孔用螺栓尺寸虽小, 而加工费时, 造价也高得很多。

二、压力容器螺栓联接

确定压力容器(图 1-10)的螺栓联接尺寸, 密封环密封(图 1-10b)。容器内径 $D = 300\text{mm}$, 气压 $p = 0 \sim 1\text{MPa}$, 螺栓数 $Z = 10$, 容器凸缘厚度 $\delta = 20\text{mm}$, 容器材料为铸钢。

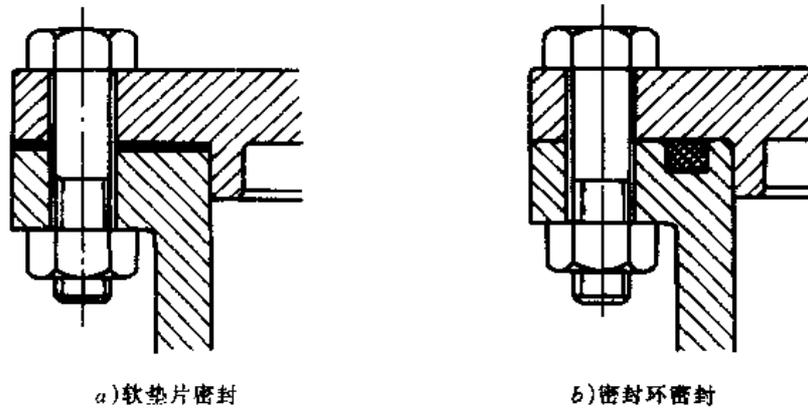


图 1-10 汽缸密封元件

解:

1. 按静力强度确定螺栓的直径

作用于容器盖的压力

$$F_{\Sigma} = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{\pi (300)^2}{4} \times 1 = 70685.835\text{N}$$

作用于每个螺栓的外载荷

$$F = \frac{F_{\Sigma}}{Z} = \frac{70685.835}{10} = 7068.5835\text{N}$$

压力容器有气密性要求,按表 1-6,取剩余预紧力为

$$F''=1.5F=1.5 \times 7068.5835=10602.875\text{N}$$

因此,总压力 F_0 为

$$F_0=F+F''=7076.5835\text{N}+10602.875\text{N}=17671.4585\text{N}$$

螺栓材料采用 10.9 级 40Cr 钢,由表 1-8,取 $\sigma_s=900\text{MPa}$ 。

方案 1):不控制预紧力,设 $d=16\text{mm}$,按表 1-4,取 $[S]=4$,得

$$[\sigma]=\frac{\sigma_s}{[S]}=\frac{900}{4}=225\text{MPa}$$

螺栓的危险剖面面积:

$$A_c \geq \frac{1.3F_0}{[\sigma]}=\frac{1.3 \times 17671.459}{225}=102.1\text{mm}^2$$

由表 1-5,取 M16 螺栓 ($A_c=144.1\text{mm}^2$)。

方案 2):控制预紧力,由表 1-9,取 $[S]=2$,则

$$[\sigma]=\frac{\sigma_s}{[S]}=\frac{900}{2}=450\text{MPa}$$

$$A_c \geq \frac{1.3F_0}{[\sigma]}=\frac{1.3 \times 17671}{450}=51.05\text{mm}^2$$

由表 1-5,取 M12 ($A_c=76.3\text{mm}^2$)

2. 验算疲劳强度

螺栓最大总拉力 $F_{0\max}=F''+F=10602.875+7065.5835=17671.459\text{N}$

螺栓最小拉力:钢凸缘选铜皮石棉垫片,由表 1-7,取 $\frac{C_1}{C_1+C_2}=0.8$,则预紧力为

$$F'=F_{0\min}=F_0-\frac{C_2}{C_1+C_2}F=17671.459-0.8 \times 7068.5835=12016.6\text{N}$$

方案 1):

螺栓拉力变化幅

$$F_a=\frac{F_{0\max}-F_{0\min}}{2}=\frac{17671.459-12016.6}{2}=2827.43\text{N}$$

螺栓应力幅为

$$\sigma_a=\frac{F_a}{A}=\frac{2827.43}{144.1}=19.62\text{MPa}$$

由表 1-3,取 $\sigma_{-1}=250\text{MPa}$;表 1-9, $\varepsilon=0.87$, $\kappa_t=1.25$, $\kappa_u=1.5$,当 $\sigma_B=750\text{MPa}$ 时, $\kappa_s=4.2$ 则极限应力幅为

$$\sigma_{\text{alm}}=\frac{\varepsilon\kappa_t\kappa_u}{\kappa_s}\sigma_{-1}=\frac{0.87 \times 1.25 \times 1.5}{4.2} \times 250=97.1\text{MPa}$$

由表 1-9,取 $[S]_a=4$,则许用应力幅为

$$[\sigma]_a=\frac{\sigma_{\text{alm}}}{[S]_a}=\frac{97.1}{4}=24.275\text{MPa} > 19.62\text{MPa}, \text{故安全。}$$

方案 2):

螺栓拉力变化幅为

$$F_a=\frac{F_{0\max}-F_{0\min}}{2}=\frac{17671.459-12016.6}{2}=2827.43\text{N}$$

螺栓应力幅

$$\sigma_a = \frac{F_a}{A_c} = \frac{2827.43}{76.3} = 37.05674 \text{MPa}$$

由表 1-9, 取 $\epsilon=1, \kappa_t=1.25, \kappa_s=1.5, \kappa_\sigma=4.2$ (当 $\sigma_B=650\text{MPa}$), 则

$$\sigma_{\text{allm}} = \frac{\epsilon \kappa_t \kappa_s}{\kappa_\sigma} \sigma_{-1} = \frac{1 \times 1.25 \times 1.5}{4.2} \times 250 = 111.60 \text{MPa}$$

许用应力幅, 由表 1-9, 取 $[S]_a=2$, 则

$$[\sigma]_a = \frac{\sigma_{\text{allm}}}{[S]_a} = \frac{111.60}{2} = 55.8 \text{MPa} > [\sigma]_a = 37.05674 \text{MPa}, \text{所以安全足够。}$$

3. 螺栓联接件的规格

方案 1): 不控制预紧力

螺栓 M16×80, 10 件, 40Cr 钢;

螺母 M16, 10 件, 强度级别 10 级 (40Cr 钢)。

方案 2): 控制预紧力

螺栓 M12×70, 10 件, 40Cr 钢;

螺母 M12, 10 件, 强度级别 10 级 (40Cr 钢)。

三、托架螺栓

例题 1 设计铸铁托架与钢板底座的螺栓联接。托架上的作用力 $F=5000\text{N}$, 方向与铅垂线成 30° , 托架重量不计, 托架底板如图 1-11 所示, 螺栓数 $Z=4$ 。

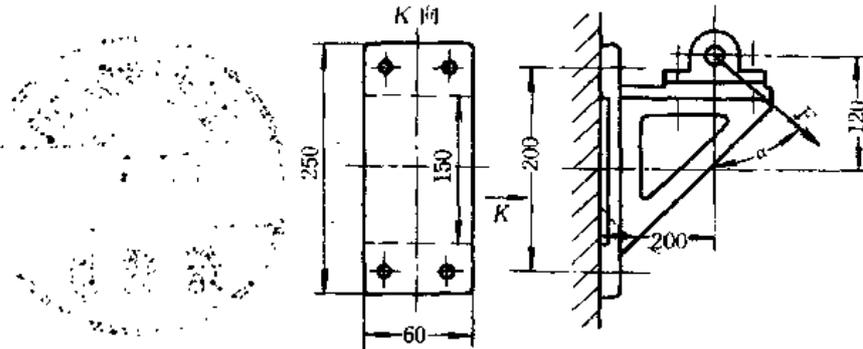


图 1-11 托架底板螺栓组联接

解 本题是横向、轴向载荷和翻转力矩联合作用的螺栓联接, 这样的联接一般都采用受拉螺栓联接, 其失效形式除螺栓被拉断以外, 还可能出现支架沿接合面滑动, 以及在翻转力矩作用下, 接合面的左边可能离缝 (即 $F'' < 0$), 右边可能压溃。计算方法大体有两种, 一种是先选预紧力 F'' , 从而求出 F' 和 F_0 , 确定螺栓直径, 再验算不滑动不压溃等条件; 一种将先由不滑动条件求出 F' (也可根据其他条件求 F'), 从而求出 F'' 和 F_0 , 确定螺栓直径, 再验算不离缝不压溃等条件。本题按后一种方法计算。

1. 螺栓组结构设计

采用如图示的结构, 螺栓数目 $Z=4$, 对称布置。

2. 螺栓受力分析

(1) 在工作载荷 F 的作用下, 螺栓组联接承受以下各力和翻转力矩的作用:

$$\text{轴向力} \quad F_V = F \sin \alpha = 5000 \sin 30^\circ = 2500 \text{N}$$

横向力 $F_H = F \cos \alpha = 5000 \cos 30^\circ = 4330 \text{ N}$

翻转力矩 $M = F_V \times 120 + F_H \times 200 = 2500 \times 120 + 4330 \times 200 = 1166000 \text{ N} \cdot \text{mm}$

(2) 在轴向力 F_V 作用下, 各螺栓所受工作拉力为

$$F_1 = \frac{F_V}{Z} = \frac{2500}{4} = 625 \text{ N}$$

(3) 在翻转力矩 M 的作用下, 上面两螺栓受到加载作用, 而下面两螺栓受到减载作用, 故上面螺栓受力较大, 而受的载荷可按式(1-8)确定, 则:

$$F_2 = \frac{ML_{\max}}{\sum_{i=1}^Z L_i^2} = \frac{1166000 \times 10}{2(10^2 + 10^2)} = 29150 \text{ N}$$

根据以上分析, 上面的螺栓所受的轴向工作拉力为

$$F = F_1 + F_2 = 625 + 29150 = 29775 \text{ N}$$

(4) 在横向力 F_H 的作用下, 底板联接接合面可能产生滑移, 根据底板接合面不滑移的条件, 并考虑轴向力 F_V 对预紧力的影响, 参考式(2-15), 则各螺栓所受的预紧力为

$$f(ZF' - \frac{C_2}{C_1 + C_2} F_V) \geq K_f F_H$$

或 $F' \geq \frac{1}{Z} (\frac{K_f F_H}{f} + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F_V)$

由表(1-1)查得 $f = 0.3$, 由表 1-7 查得 $\frac{C_1}{C_1 + C_2} = 0.2$, 则 $1 - \frac{C_1}{C_1 + C_2} = 0.8$, 取可靠性系数 $K_s = 0.2$, 则螺栓所需的预紧力为

$$F' \geq \frac{1}{Z} (\frac{K_f F_H}{f} + \frac{C_2}{C_1 + C_2} F_V) = \frac{1}{4} (\frac{1.2 \times 4330}{0.3} + 0.8 \times 2500) = 4830 \text{ N}$$

(5) 螺栓所需的总拉力 F_0 为

$$F_0 = F' + \frac{C_1}{C_1 + C_2} F = 4830 + 0.2 \times 29775 = 10785 \text{ N}$$



3. 求螺栓直径

选螺栓材料为强度级别 4.9 级的 45 号钢, 由表 1-3 查得 $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$ 。先假定螺栓直径在 M6~M16 范围内, 由表 1-4 查得 $[S] = 3.5$ 。

螺栓材料的许用应力为

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{360}{3.5} = 102.867 \text{ MPa}$$

螺栓的危险剖面面积为

$$A_c \geq \frac{1.3 F_0}{[\sigma]} = \frac{1.3 \times 10785}{102.857} = 137.448 \text{ mm}^2$$

查表 1-5 采用 M16 ($A_c = 144.1 \text{ mm}^2$), 螺栓 4 只, 材料为 45 号钢。

4. 校核螺栓联接的工作能力

(1) 联接接合面下端的挤压应力不得超过许用值, 以防止接合面下端压碎, 即 $\sigma_{p \min} \leq [\sigma]_p$, 根据式(1-9)得:

$$\sigma_{p \min} = \frac{ZF'}{A_{\text{板}}} + \frac{M}{W_{\text{板}}} = \frac{4 \times 4330}{6000} + \frac{116600}{485000} = 7.62 \text{ MPa}$$

式中 $A_{\text{板}} = 250 \times 60 - 150 \times 60 = 6000 \text{ mm}^2$

$$W_{\text{板}} = \frac{b}{6} \cdot \frac{h_1^3 - h_2^3}{h_1} = \frac{60}{6} \cdot \frac{250^3 - 150^3}{250} = 485000 \text{mm}^3$$

由表 1-2 查得 $[\sigma]_p = 0.8\sigma_s = 0.8 \times 360 = 288 \text{MPa} \gg \sigma_{P_{\max}} = 7.62 \text{MPa}$ 联接接合面不会压碎。

(2) 联接接合面上端应保持一定的残余预紧力, 以防止托架受力接合面产生间隙, 即 $\sigma_{P_{\min}} > 0$, 根据式 (1-10) 得

$$\sigma_{P_{\min}} = \frac{ZF'}{A_{\text{板}}} - \frac{M}{W_{\text{板}}} = \frac{4 \times 4330}{6000} - \frac{1166000}{485000} = 0.82 \text{MPa} > 0$$

所以接合面上端受压最小处不产生间隙。

例题 2 已知一托架的边板用 6 个螺栓与相邻的托架联接。托架受到一个与边板螺栓组的铅垂对称线相平行, 距离为 250mm, 大小为 60kN 的载荷作用。现有如图 1-12 所示的三种螺栓布置形式。1) 若板用铰制孔用螺栓组联接; 2) 用普通螺栓联接。试问: 在三种布置形式下, 所用螺栓直径 d 哪一种最小? 应选用哪一种联接? 板厚为 25mm, 材料为 A3 钢。

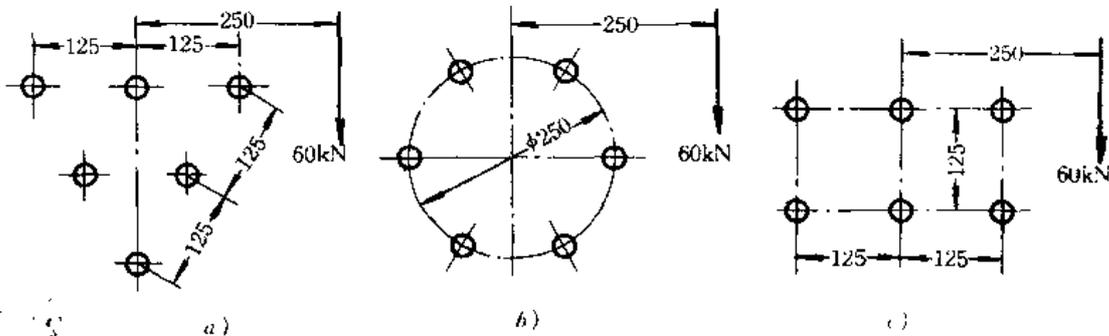


图 1-12 三种螺栓布置方式

解:

1. 边板受力分析

将作用力向各螺栓组中心简化, 可得一垂直向下的剪力 $V = 60 \text{kN}$ 和一绕螺栓组中心旋转的扭矩 $T = 60 \times 250 = 15000 \text{kN} \cdot \text{mm}$ 如图 1-13(d)、(e)、(f) 所示。

2. 螺栓组受力分析

确定各种螺栓结构中受力最大的螺栓

(1) 垂直力 V 的作用

设垂直力 V 的作用, 在各螺栓结构中, 均由各螺栓平均负担, 每个所受的力为

$$F_{SV} = \frac{V}{6} = \frac{60}{6} = 10 \text{kN}, \text{如图 1-13(g)、(h)、(f) 所示。}$$

(2) 扭矩 T 的作用

1) 螺栓组为三角形布置时, 各螺栓所受剪力如图(j)所示, 这时

$$r_{\max} = r_1 = r_3 = r_5 = \frac{125}{\cos 30^\circ} = 144 \text{mm}$$

$$r_{\min} = r_2 = r_4 = r_6 = 125 \text{tg} 30^\circ = 72.2 \text{mm}$$

根据变形协调条件知, 离旋转中心越远, 工作剪力越大, 显然螺栓 1、3、5 所受剪力为最大。由式 (1-4) 得

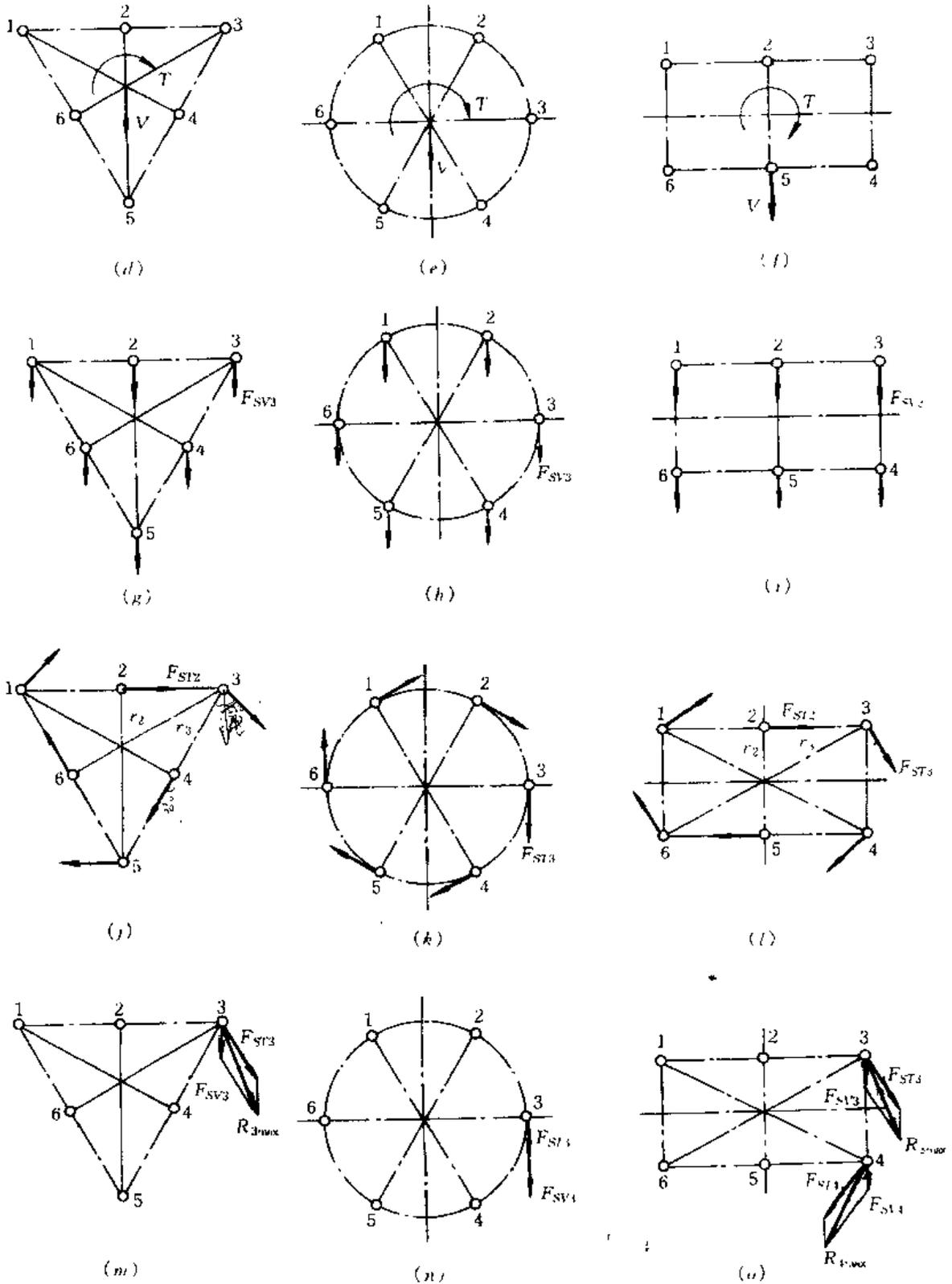


图 1-13 三种螺栓布置方式受力分析

$$F_{ST_{\max}} = F_{ST_1} + F_{ST_3} = F_{ST_5} = \frac{Tr_{\max}}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + r_4^2 + r_5^2} = \frac{Tr_{\max}}{3r_{\max}^2 + 3r_{\min}^2}$$

$$= \frac{1500 \times 144}{3 \times (144)^2 + 3 \times (72.2)^2} = 27.7 \text{ kN}$$

2) 螺栓组为圆形布置:各螺栓所受剪力如图 1-13(k)所示,这时

$$r_{\max} = r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = 125 \text{ mm}$$

$$F_{ST_{\max}} = \frac{T}{6r_{\max}} = \frac{15000}{6 \times 125} = 20 \text{ kN}$$

3) 螺栓组作矩形布置,各螺栓所受剪力如图(l)所示,这时

$$r_{\max} = r_1 = r_3 = r_4 = r_6 = \sqrt{125^2 + \left(\frac{125}{2}\right)^2} = 139.8$$

$$r_{\min} = r_2 = r_5 = \frac{125}{2} = 62.5 \text{ mm}$$

所得螺栓 1、3、4、6 所受剪力最大

$$F_{ST_{\max}} = F_{ST_1} = F_{ST_3} = F_{ST_4} = F_{ST_6} = \frac{Tr_{\max}}{4r_{\max}^2 + 2r_{\min}^2}$$

$$= \frac{15000 \times 139.7}{4 \times (139.8)^2 + 2 \times (62.5)^2} = 24.4 \text{ kN}$$

(3) 剪力 V 和扭矩 T 联合作用下:

1) 螺栓组为三角形布置,如图 1-13(m)所示

受力最大的为螺栓 3,其所受的力为

$$R_{\max} = \sqrt{F_{SV_3}^2 + F_{ST_3}^2 + 2F_{SV_3}F_{ST_3}\cos 30^\circ}$$

$$= \sqrt{10^2 + 27.7^2 + 2 \times 10 \times 27.7 \cos 30^\circ} = 36.7 \text{ kN}$$

2) 螺栓组为圆形布置,受力最大的为螺栓 3,如图 1-13(n)所示:

$$R_{\max} = F_{SV_3} + F_{ST_3} = 10 + 20 = 30 \text{ kN}$$

3) 螺栓组为矩形布置,如图 1-13(o)所示,受力最大的为螺栓 3、4,其所受的力为:

$$R_{\max} = \sqrt{F_{SV_3}^2 + F_{ST_3}^2 + 2F_{SV_3} \cdot F_{ST_3} \cos \alpha}$$

$$= \sqrt{10^2 + 24.4^2 + 2 \times 10 \times 24.4 \cos \frac{125}{139.8}} = 33.6 \text{ kN}$$

由以上分析可见螺栓组作圆形布置时,螺栓受力最小,故选这种结构的螺栓组的螺栓直径最小,而且可以减轻结构重量和简化加工、装配工艺等。

3. 当用铰制孔用螺栓时,螺栓杆受剪力作用

选用 A3 钢,4.6 级,由表 1-8, $\sigma_B = 400 \text{ MPa}$, $\sigma_S = 240 \text{ MPa}$,

表 1-9, $[S]_t = 2.5$, $[S]_p = 1.15$, 则

$$[\tau] = \frac{\sigma_S}{[S]_t} = \frac{240}{2.5} = 96 \text{ MPa}$$

由表 1-2, $[\sigma]_p = 0.8\sigma_S = 0.8 \times 240 = 192 \text{ MPa}$

由式(1-20),求得:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4R_{\max}}{i\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 30000}{1 \times \pi \times 96}} = 19.95 \text{ mm}$$

查表 1-5,得最小直径 M20,螺栓杆 $d_0 = 20 + 1 = 21 \text{ mm}$

由式(1-19), 验算挤压应力

$$\sigma_p = \frac{R_{\max}}{d_v L_{\min}} = \frac{30000}{21 \times 25} = 57.143 \text{MPa, 安全。}$$

4. 采用普通螺栓

螺栓组在 V 和 T 的作用下, 联接依靠结合面的摩擦传递横向载荷 R_{\max} 。仍按螺栓组圆形布置计算。

$$\text{由式(1-1)} \quad F' = \frac{K_s R_{\max}}{f Z i} = \frac{1.2 \times 30000}{0.13 \times 1 \times 1} = 276923 \text{N}$$

式中, $K_s = 1.2$; 由表 1-1, 取 $f = 0.13$

$i = 1, Z = 1$ (一组螺栓计算 R_{\max} 的一只螺栓直径, 其余均用相同直径), 当拧紧螺栓时, 不控制预紧力, 由《手册》推荐 M30~M60, 安全系数 $[S] = 2.5 \sim 2$, 故

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{240}{2} = 120 \text{MPa}$$

所需螺栓直径

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 F'}{\pi [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.3 \times 276923}{\pi \times 120}} = 61.80 \text{mm}$$

查表, $d = 72 \text{mm}, d_1 = 65.505 \text{mm}$, 故应选用 $d = 72 \text{mm}$, 与螺栓杆受剪直径比较, 两者大小相差很大。当然三角形或矩形布置时, 所选用的螺栓直径 d 更大。因此本题先应采用哪一种螺栓联接, 应全面考虑螺栓所需材料, 制造成本、安装费用和是否需要结构紧凑。

例题 3 图 1-14 为龙门起重机导轨托架的螺栓联接。托架由两块边板和一块承重板焊成, 两块边板各用四个螺栓与立柱相联接, 支架所承受的最大载荷为 20kN, 问:

1. 此螺栓采用普通螺栓联接还是铰制孔用螺栓为宜?

2. 如用铰制孔用螺栓联接, 并已知螺栓的许用剪应力 $[\tau] = 28 \text{MPa}$, 标准螺栓的直径应为多大?

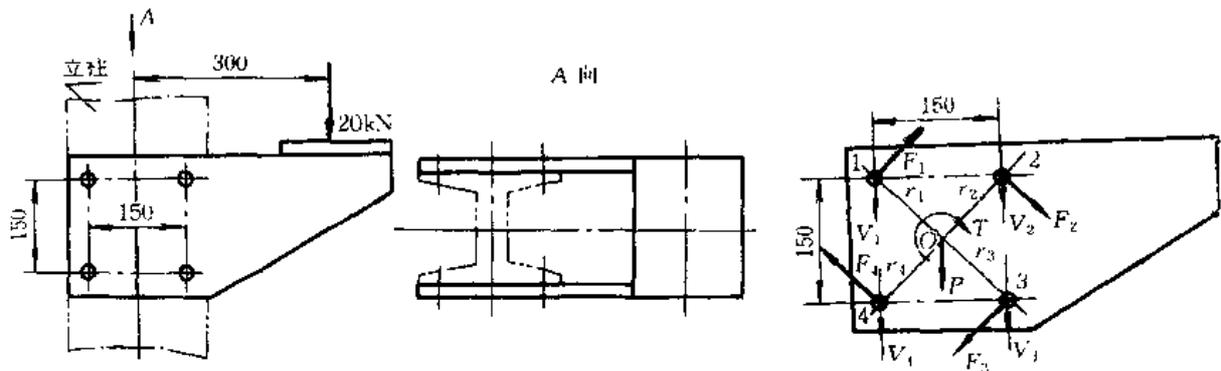


图 1-14 龙门起重机导轨托架的螺栓

解:

1. 采用铰制孔用螺栓较为适宜。因为如用普通螺栓联接, 为了防止边板下滑, 就需在拧紧螺栓时施加相当大的预紧力, 以保证接缝面间具有足够大的摩擦阻力。这样就要增大联接的结构尺寸。同时孔与钉杆之间有间隙, 为要保证导轨的平直, 在装配时需要调整。

2. 确定螺栓直径

1) 力的分析 — 确定螺杆所承受的最大剪力

a. 由图 1-14a 可见, 载荷作用于总体结构的对称平面内, 因此每一块板所承受的载荷 $F = \frac{20}{2} = 10\text{kN}$ 。

b. 应用力的平移定理, 将力 F 向接缝面中心简化, 由图 1-14a, 可见螺栓组接缝面受: 向下滑移的载荷 $F = 10\text{kN}$

绕中心旋转的扭矩 $T = 10 \times 300 = 3000\text{kN} \cdot \text{mm}$

c. 由图 1-14a, 因滑移载荷 F 的作用, 各个螺栓要承受的垂直剪切载荷为

$$V = \frac{F}{4} = \frac{10}{4} = 2.5\text{kN}$$

因扭矩 T 的作用, 各个螺栓所受的剪切载荷为 R 。根据式(1-4)知

$$R_{\max} = \frac{Tr_{\max}}{\sum_{i=1}^4 r_i^2}$$

由图可知, $r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_{\max} = \sqrt{75^2 + 75^2} = 106\text{mm}$

$$R = R_{\max} = \frac{3000 \sqrt{75^2 + 75^2}}{4(75^2 + 75^2)} = 7.1\text{kN}$$

d. 根据力的合成原理, 由图可知作用于各螺栓的总的剪切载荷为 R_1, R_2, R_3, R_4 , 其中 $R_2 = R_3 = S_{\max}$, 即螺栓 2、3 为受剪力最大的螺栓。 S_{\max} 的大小为:

$$\begin{aligned} S_{\max} &= \sqrt{V^2 + R_{\max}^2 + 2VR_{\max}\cos\alpha} \\ &= \sqrt{2.5^2 + 7.1^2 + 2 \times 2.5 \times 7.1 \times \cos 45^\circ} \approx 9.05\text{kN} = 9050\text{N} \end{aligned}$$

2) 确定螺杆直径, 选定标准螺栓

$$d_0 = \sqrt{\frac{4S_{\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \times 9050}{\pi \times 28}} = 20.3\text{mm}$$

由手册按 GB27-86 查得螺栓公称直径为 20mm 时, 螺栓光杆部分直径 $d_0 = 21\text{mm}$, 符合强度要求, 故选 M20 的铰制孔用螺栓。其他结构尺寸则可根据托架的结构, 参照标准决定。

检验挤压应力: 设支柱为厚 25mm 的 45 号钢型材, 则应检验螺栓杆与支柱螺栓孔互压的抗压能力

$$p = \frac{S_{\max}}{dh} = \frac{9050}{20.3 \times 25} = 1.98 \approx 2\text{MPa} < 288\text{MPa}, \text{安全。}$$

四、其他螺栓

例题 1 图 1-15 所示夹紧螺栓联接。已知: 螺栓个数 $Z=2$, 螺纹为 M20, 螺栓材料 A3, 轴的直径 $d_B=50\text{mm}$, 杠杆长度 $L=400\text{mm}$, 轴与壳间的摩擦系数 $f=0.18$ 。

试求: 施加于杠杆端部的作用力 Q 的允许值。

解: 螺栓受轴向预紧力 F' 被联接件在 F' 作用下, 使轴与壳产生正压力 N , 把轴与壳夹紧, 依靠摩擦力矩来传递扭矩, 即 $ZfF'd_B = K, QL$ 。

$$\text{由强度条件 } \sigma = \frac{1.3F'}{\pi d_c^2} \leq [\sigma] \quad F' = \frac{\pi d_c^2 [\sigma]}{4 \times 13}$$

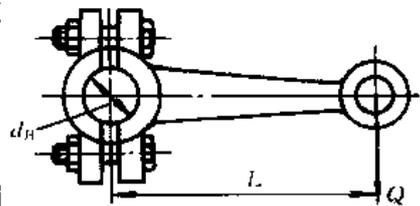


图 1-15 夹紧螺栓联接

式中: $d_i \approx d_1$, M20 $d_i = 17.294\text{mm}$

螺栓材料 A3, 由表 1-5, 取螺栓为 4.6 级; 由表 1-8 查得, $\sigma_s = 240\text{MPa}$; 表 1-4, M16~M30, $[S]$

$= 4.0 \sim 2.5$, 取 $[S] = 3$, 则 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{240}{3} = 80\text{MPa}$

故 $F' = \frac{\pi d_i^2 [\sigma]}{4 \times 1.3} = \frac{\pi \times 17.294^2 \times 80}{4 \times 1.3} = 14455\text{N}$

由 $Q = \frac{Z f F' d_B}{K_f L} = \frac{2 \times 0.18 \times 14455 \times 50}{1.3 \times 400} = 500\text{N}$

式中: $Z = 2$, $f_1 = 0.18$, $d_B = 50\text{mm}$, $L = 400\text{mm}$, 考虑载荷情况不稳定而引入可靠系数 $K_f = 1.3$ 。则允许施加于杠杆端部的作用力 $Q = 500\text{N}$ 。

例题 2 螺钉组联接

方形盖板用 4 个螺钉与箱体联接, 盖板中心 O 点的吊环拉力 $Q = 10\text{kN}$ 。试求: 1) 螺钉的总拉力, 设工作载荷有变化, 取剩余预紧力 $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$; 2) 因制造误差, 吊环由 O 点移至 O' , $OO' = 5\sqrt{2}\text{mm}$, 求受力最大螺钉的拉力。

解: 1) 吊环拉力通过螺钉形心时, 各螺钉的工作拉力相等。

$$F = F_1 = F_2 = F_3 = F_4 = \frac{Q}{4} = \frac{10000}{4} = 2500\text{N}$$

剩余预紧力 $F'' = (0.6 \sim 1.0)F$, 取 $F'' = 0.8F$, 则 $F'' = 0.8 \times 2500 = 2000\text{N}$, 则每个螺钉的总拉力:

$$F_{O_1} = F + F'' = 2500 + 2000 = 4500\text{N}$$

2) 当有制造误差时: 螺钉组形心为 O , 而吊环拉力通过 O' , 把吊环拉力平移至 O , 则增加一翻转力矩和一个力, 于是有:

$$\text{翻转力矩 } M: M = Q \cdot OO' = 10000 \times 5\sqrt{2} \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{一个力为 } F_{Q_1} = F_{Q_2} = F_{Q_3} = F_{Q_4} = \frac{10000}{4} = 2500\text{N}$$

在翻转力矩的作用下, 盖板有绕通过 O 并与 OO' 垂直的轴线转动的趋势, 使螺钉 1 拉力减小, 螺钉 3 增大。

$$F_{M_1} \cdot 200 \sin 45^\circ + F_{M_3} \cdot 200 \sin 45^\circ = 10000 \times 5\sqrt{2} \quad (a)$$

根据螺钉变形协调条件有:

$$\frac{F_{M_1}}{r_1} = \frac{F_{M_3}}{r_3} \quad r_1 = r_3; F_{M_1} = F_{M_3} \quad (b)$$

联解上而 (a) 及 (b) 式得:

$F_{M_1} = F_{M_3} = 250\text{N}$, 这里 F_{M_1} 是螺钉 1 拉力的减量, F_{M_3} 是螺钉 3 拉力的增量。

受力最大的是螺钉 3, 其工作拉力为:

$$F_3 = F_{Q_3} + F_{M_3} = 2750\text{N} \text{ 取 } F'' = 0.8F_3 = 0.8 \times 2750 = 2200\text{N}$$

则螺钉 3 的总拉力为

$$F_{O_3} = F_3 + F'' = 2750 + 2200 = 4950\text{N}$$

此题说明, 若有制造误差, 则螺钉的总拉力将增大。

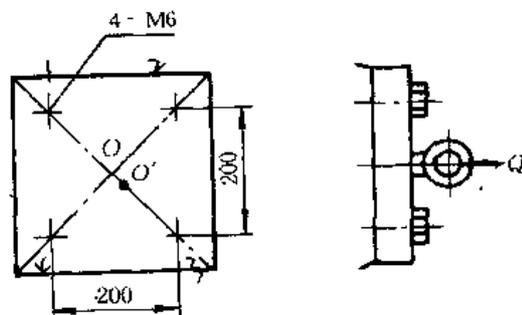
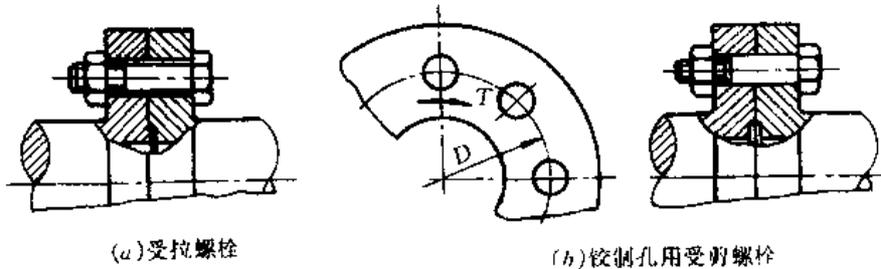


图 1-16 螺钉组的联接

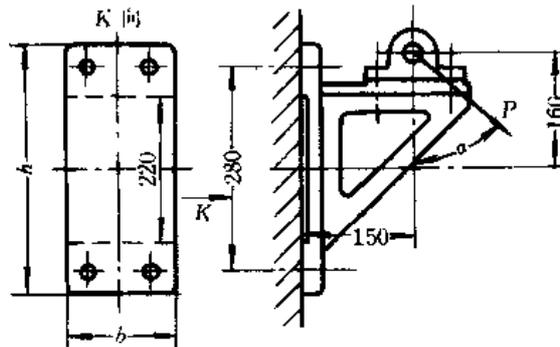
习 题

1. 凸缘联轴器由 HT20—40 制成, 用 8 个受拉螺栓联接, 螺栓中心圆直径 $D=195\text{mm}$, 凸缘高度 $h=30\text{mm}$, 联轴器传递扭矩 $T=1100\text{N}\cdot\text{m}$, 摩擦系数 $f=0.16$, 试确定螺栓直径。若联轴器的扭矩是变动的, 改用 4 个 A3 钢的铰制孔用螺栓联接, 如题 1 图 *b*, 试确定螺栓直径。



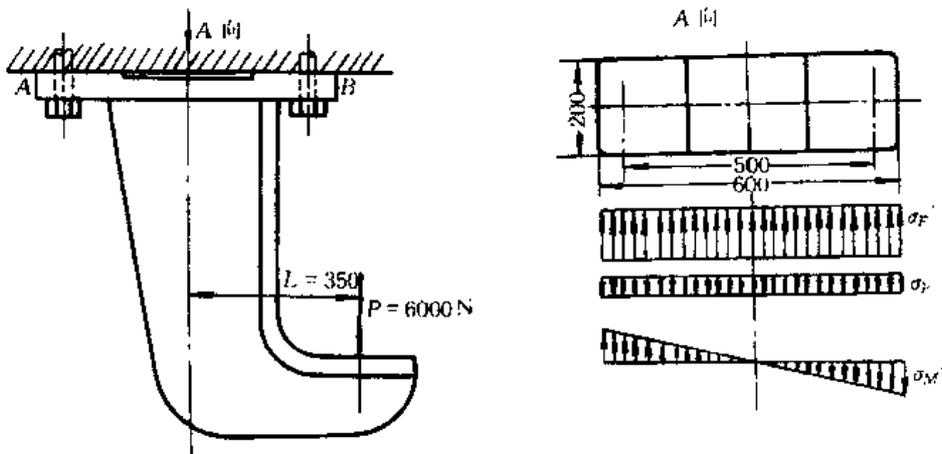
题 1 图

2. 有一固定在钢制立柱上的托架, 已知载荷 $P=4800\text{N}$, 其作用线与垂直线的夹角 $\alpha=50^\circ$, 底板高 $h=340\text{mm}$, 宽 $b=150\text{mm}$, 余见图 2 图所示, 试设计此螺栓组联接。



题 2 图

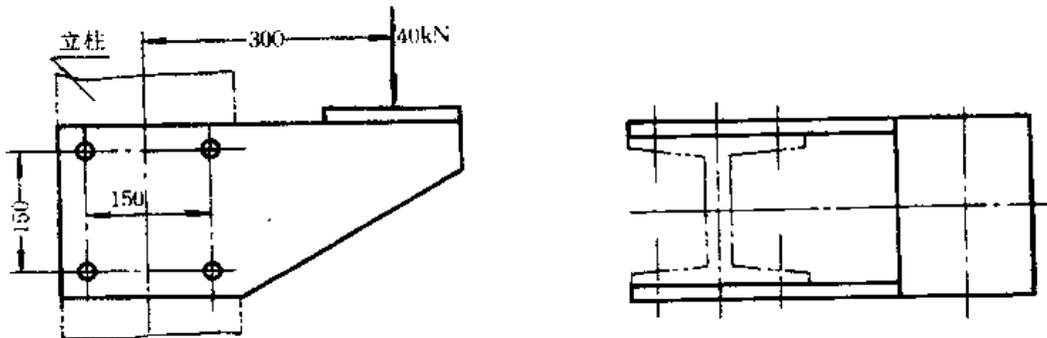
3. 一铸铁吊架(题 3 图)用 2 个螺栓固紧在混凝土架上。吊架所承受载荷 $F=6000\text{N}$, 吊架底面尺寸及其它有关尺寸如图示, 试设计此螺栓联接。



题 3 图

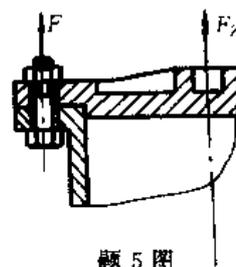
4. 龙门起重机导轨托架的螺栓联接(题4图)。托架由两块边板和一块承重板焊成,两块边板各用四个螺栓与立柱相联接,支架所承受的最大载荷为40kN,试设计:

(1)采用普通螺栓(板钻孔)的螺栓直径 d ; (2)采用板铰孔,用精制螺栓联接并已知螺栓的许用剪应力为28MPa的情况下螺栓的直径 d 。



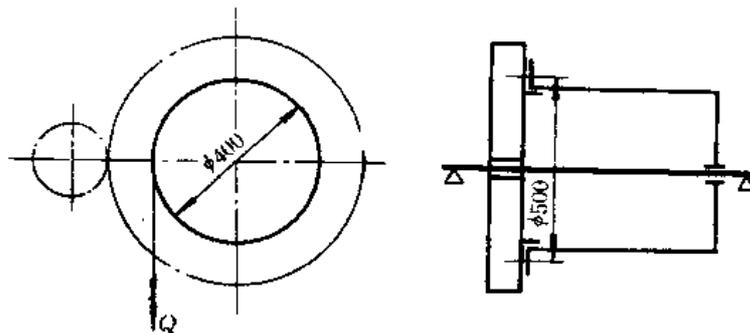
题4图

5. 题5图示的气缸盖联接中,已知:气缸中的压力在0到1.5MPa间变化,气缸内径 $D=250\text{mm}$,螺栓分布圆直径 $D_0=346\text{mm}$,凸缘与垫片厚度之和为50mm。为保证气密性要求,螺栓间距不得大于120mm。试选择螺栓材料,并确定螺栓数目尺寸。



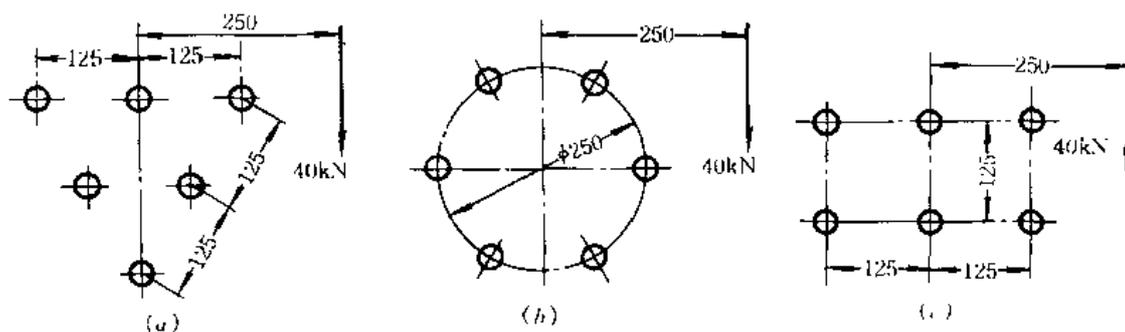
题5图

6. 计算起重卷筒双头螺柱直径。钢丝绳所起重量 $Q=50000\text{N}$,利用双头螺柱头夹紧产生的摩擦力矩由齿轮传到卷筒上,八个螺柱均匀分布在直径 $D_1=500\text{mm}$ 圆周上。联接接触面摩擦系数 $f=0.12$,希望摩擦力比计算值大20%,以求安全。螺柱材料为A3。



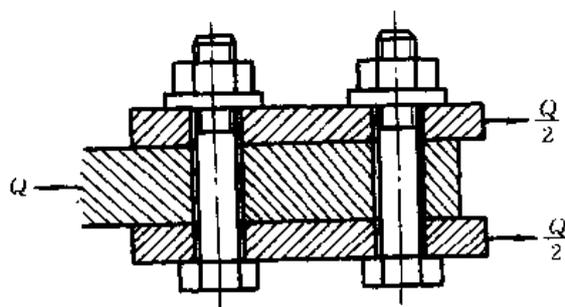
题6图

7. 已知一托架的边板用6个螺栓与相邻的机架相联接。托架受一与边板螺栓组的铅垂对称轴线相平行、距离为250mm、大小为40kN的载荷作用。现有如题7图所示的三种螺栓布置方式,若板用铰制孔、精制螺栓联接,其许用剪应力为35MPa。试问在三种布置方式下所用螺栓的名义直径 d 是多少?应当选择那一种布置方式?



题 7 图 三种螺栓组布置方式

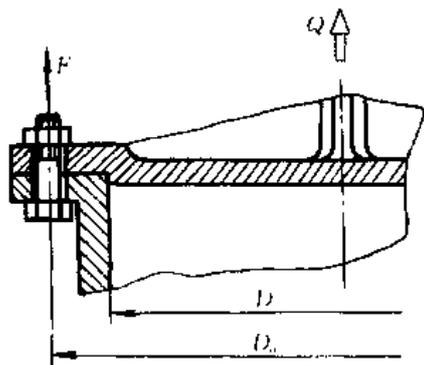
8. 题 8 图所示的螺栓联接中采用两个 M20 的螺栓, 其许用拉应力为 $[\sigma] = 180\text{MPa}$, 被联接件接合面间的摩擦系数 $f = 0.2$, 若考虑摩擦力的可靠系数 $K_s = 1.2$, 试计算该联接允许传递的载荷 Q 。



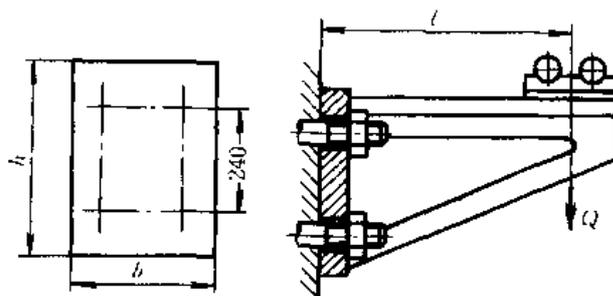
题 8 图

9. 有气缸盖螺栓联接(题 9 图), 已知缸内最大压强 $P = 12\text{MPa}$, 内腔直径 $D = 80\text{mm}$, 螺栓数 $Z = 8$, 采用橡胶垫片, 试设计螺栓直径。

10. 在题 10 图所示的车间管路支架中, 已知支架上受有载荷 $Q = 5\text{kN}$, 载荷作用点至墙壁间的距离 $l = 1\text{m}$, 底板高 $h = 300\text{mm}$, 宽度 $b = 200\text{mm}$, 砖墙为水泥浆缝, $[\sigma]_s = 2\text{MPa}$, 试设计此联接。



题 9 图



题 10 图

螺旋传动

§ 2-1 概 述

螺旋传动由螺旋(或螺杆)和螺母组成,主要将旋转运动转变为直线运动,同时传递运动和动力。

根据螺杆和螺母的相对运动关系,螺旋传动常有两种传动形式:图 2-1a 是螺杆转动,螺母移动,多用在机床的进给机构中;图 2-1b 是螺母固定,螺杆转动并移动,多用在螺旋起重器(千斤顶)或螺旋压力机中。

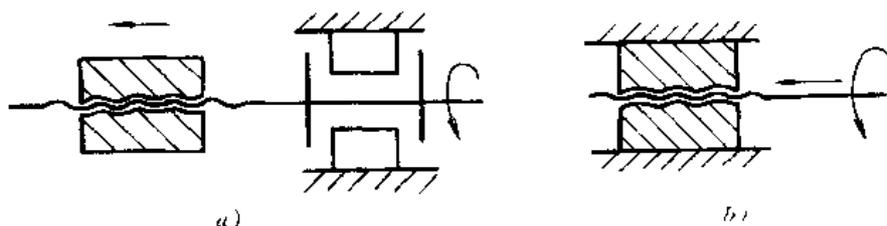


图 2-1 螺旋传动的运动形式

螺旋传动按用途分,可有三种类型:

1. 传力螺旋 它以传递动力为主,要求以较小的转矩产生较大的轴向推力,用以克服工件阻力,如各种起重或加压装置的螺旋。这种传力螺旋主要是受很大的轴向力,一般为间歇性工作,每次的工作时间较短,工作速度也不高,而且通常需有自锁能力。

2. 传导螺旋 它以传递运动为主,有时也承受较大的轴向载荷,如机床进给机构的螺旋等。传导螺旋主要在较长的时间内连续工作,工作速度较高,因此,要求具有较高的传动精度。

3. 调整螺旋 它用以调整、固定零件的相对位置,如机床、仪器及测试位置中的微调机构的螺旋。调整螺旋不经常转动,一般在空载下调整。

螺旋传动按其螺旋副的摩擦性质不同,又可分为滑动螺旋(半干摩擦)、滚动螺旋(滚动摩擦)和静压螺旋(液体摩擦)。滑动螺旋结构简单,便于制造,易于自锁。但其主要缺点是摩擦阻力大,传动效率低(一般为 30%~40%),磨损快,传动精度低等。相反,滚动螺旋和静压螺旋的摩擦阻力小,传动效率高(一般为 90%以上),但结构复杂,特别是静压螺旋还需要供油系统。因此,只有在高精度、高效率的重要传动中才宜采用,如数控、精密机床、测试装置或自动控制

系统中的螺旋传动等。

根据有关螺纹副的性质分析已知,矩形螺纹、梯形螺纹和锯齿形螺纹三种螺纹的效率,省力,但矩形螺纹工艺性差,实际上应用较多的是梯形螺纹和锯齿形螺纹。在仪表中也有用到三角螺纹,因为在仪表中,效率和省力不是什么问题。

滚动螺旋,在螺杆与螺母间有滚道,滚道中充满滚珠,摩擦阻力小,传动效率高,轴向刚度大。抗冲击性能差,结构复杂,自锁性能差。

本章重点讨论滑动螺旋和滚动螺旋的设计计算。

§ 2-2 螺旋传动的材料和许用应力

螺旋传动的主要零件是螺杆和螺母。螺杆材料应具有足够的强度和耐磨性以及良好的加工性。一般用途的螺杆可由 A5、45、50 和 Y40Mn 等制造,不需要热处理。重要用途的螺杆应由 T12、65Mn、40WMn、40Cr、20CrMnTi 或 18MoAlA 等制造但需要热处理。

螺母材料要求在与螺杆配合时摩擦系数最小,耐磨性好。常用材料为 ZQSn10-1、ZQSn6-6-3;重载低速时用高强度铸造青铜 ZQA19-4 或铸造黄铜 ZHA166-6-3-2。低速轻载时可用耐磨铸铁。

螺旋副的许用比压 $[p]$,见表 2-1;螺杆与螺母的许用拉应力 $[\sigma]$ 、许用弯曲应力 $[\sigma_b]$ 和许用剪应力 $[\tau]$,见表 2-2。

表 2-1 滑动螺旋传动螺旋副材料的许用比压 $[p]$ (MPa)

螺杆材料	螺母材料	滑动速度(m/s)	许用比压 $[p]$
钢	青铜	低速	18~25
钢	钢		7.5~13
钢	铸铁	<0.04	13~18
钢	青铜	<0.05	11~18
钢	铸铁	0.1~0.2	4~7
钢	耐磨铸铁		6~8
钢	青铜		7~10
淬火钢	青铜		10~13
钢	青铜	>0.25	1~2

注:1.当 $\psi < 25$ 或人力驱动时, $[P]$ 值可提高 20%。

2.当螺母为剖分式时, $[P]$ 应降低 15%~20%。

表 2-2 螺杆和螺母的许用应力(MPa)

材 料		许 用 应 力		
		$[\sigma]$	$[\sigma]_c$	$[\tau]$
螺杆	钢	$\frac{\sigma_s}{3\sim 5}$		
螺 牙 强 度	青铜		40~60	30~40
	耐磨铸铁		50~60	40
	青 铜		45~55	40
	钢		$(1\sim 1.2)[\sigma]$	$0.6[\sigma]$
螺 母 体 强 度	青铜	35~45	许用压应力 $[\sigma]_c$	70~80
	铸铁	20~30		60~80

§ 2—3 传力螺旋传动的设计计算

螺旋传动工作时,在承受扭矩 T 的同时,又承受轴向载荷 F ,如图 2-1b,在载荷作用下,螺旋传动的主要失效形式是:螺纹牙工作表面磨损、螺纹牙的弯曲或剪断、螺杆强度不够以及受压的长螺旋发生失稳等;但主要的是由于螺纹磨损而失效。因此,一般以螺纹耐磨性计算为主。

一、耐磨性计算

采用限制螺旋副接触处的比压 p 来进行耐磨性计算。耐磨性计算为

$$p = \frac{F}{Z\pi d_2 h} \leq [\rho], \text{MPa} \quad (2-1)$$

式中, F ——轴向载荷, N;

Z ——螺纹旋合圈数, $Z = \frac{H}{S} \leq 10\sim 12$;

H ——螺母高度, mm

S ——螺距, mm;

d_2 ——螺纹中径, mm;

h ——螺纹工作高度, mm;

对于矩形螺纹、梯形螺纹, $h = 0.50S$; 对于锯齿形螺纹, $h = 0.75S$;

$[\rho]$ ——许用比压, MPa, 表 2-1。

引入螺母高度系数 $\psi = \frac{H}{d_2}$, 则

矩形、梯形螺纹, 有

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi[\rho]}}, \text{mm} \quad (2-2)$$

锯齿形螺纹有

$$d_2 \geq 0.65 \sqrt{\frac{F}{\psi[\rho]}}, \text{mm} \quad (2-3)$$

式中, ψ 为螺母高度系数, 对整体螺母磨损后不易调整, 取 $\psi=1.2\sim 2.5$; 对剖分式螺母或受力较大且兼作支承时, 取 $\psi=2.5\sim 3.5$ 。对传动精度要求高, 寿命长时, 取 $\psi=4$ 。

计算求得 d_2 后, 按国家标准选取相应的公称直径 d 及螺距 S 。在国家标准中梯形与锯齿形螺纹, 其螺纹直径 d 与螺距 S 是一一对应的。

二、螺杆强度校核

螺杆在轴向力 F 作用下产生压应力或拉应力, 在扭矩 T 作用下产生扭应力。根据第四强度理论可求得危险剖面的计算应力为

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma], \text{MPa} \quad (2-4)$$

式中, d_1 ——螺纹内径, mm;

$[\sigma]$ ——螺杆的许用应力, 表 2-2。

三、螺纹牙的强度校核

由于螺杆材料强度一般比螺母的高, 故通常只须计算螺母螺纹牙的强度。把一圈螺纹牙展开, 并假定轴向载荷通过螺纹高度 h 的中点(图 2-2), 则螺纹牙剪切强度的校核公式为

$$\tau = \frac{F}{\pi d' b Z} \leq [\tau] \quad (2-5)$$

螺纹牙弯曲强度的校核公式为

$$\sigma_b = \frac{\frac{F}{Z} \cdot \frac{h}{2}}{\frac{1}{6} \pi d' b^2} = \frac{3Fh}{\pi d' b^2 Z} \leq [\sigma]_b \quad (2-6)$$

式中, d' ——螺母螺纹牙外径, mm;

b ——螺纹根部的宽度, mm;

对矩形螺纹 $b=0.5S$, 梯形螺纹
 $b=0.65S$, 锯齿形螺纹 $b=0.75S$;

$[\tau]$ ——许用剪应力, MPa, 表 2-2;

$[\sigma]_b$ ——许用弯曲应力, MPa, 表 2-2。

螺杆和螺母材料相同, 按螺杆计算, 这时式(2-5)和式(2-6)中的 d' 改为螺纹内径 d_1 。

四、螺纹副的自锁条件校核

螺纹升角 λ 应满足 λ 与 ρ_v 之差不得小于 $1^\circ\sim 1.5^\circ$, 即

$$\lambda = \arctg \frac{L}{\pi d_2} < \rho_v \text{——} 1^\circ\sim 1.5^\circ \quad (2-7)$$

式中, L ——导程, mm;

d_2 ——螺纹中径, mm;

ρ_v ——当量摩擦角, $\rho_v = \arctg\left(\frac{f}{\cos\beta}\right)$, 其中 f 为螺纹副的摩擦系数, 见表 2-3, β 为螺纹的牙型斜角。对梯形螺纹 $\beta=15^\circ$, 锯齿形螺纹 $\beta=3^\circ$ 。

由于摩擦系数与螺纹副的材料、螺纹的牙型、表面加工、润滑情况、压力和温度等有关, 其值并不稳定。为了保证自锁(self-locking), 至少应使 λ 比 ρ_v 小 $1^\circ\sim 1.5^\circ$ 。

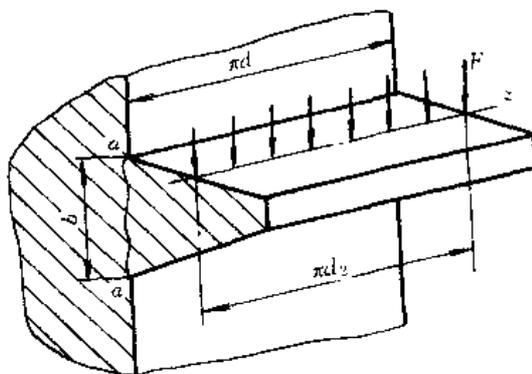


图 2-2 螺母螺纹圈的受力

表 2-3 螺旋传动螺纹副的摩擦系数(定期润滑)

螺杆和螺母材料	摩擦系数 f
钢—青铜	0.08~0.10
钢—耐磨铸铁	0.10~0.12
钢—铸铁	0.12~0.15
钢—钢	0.11~0.17
淬火钢—青铜	0.06~0.08

五、螺杆的稳定性校核

螺杆稳定性校核应满足的条件为

$$\frac{F_c}{F} \geq 2.5 \sim 4 \quad (2-8)$$

式中, F_c ——临界压力,按下面各式计算:

当 $\frac{\mu l}{i} \geq 90$ (未淬火钢) 及 $\frac{\mu l}{i} \geq 85$ 时, 临界压力的计算公式是:

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}, \text{N} \quad (2-9)$$

当 $\frac{\mu l}{i} < 90$ (未淬火钢) 时, F_c 由以下经验公式计算:

$$F_c = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{\mu l}{i}\right)^2} \times \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (2-10)$$

当 $\frac{\mu l}{i} < 85$ (淬火钢) 时, F_c 由下列经验公式计算:

$$F_c = \frac{400}{1 + 0.0002 \left(\frac{\mu l}{i}\right)^2} \times \frac{\pi d_1^2}{4} \quad (2-11)$$

当 $\frac{\mu l}{i} < 40$ 时, 不必进行稳定性校核。

长径比 λ 的计算公式为

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{4\mu l}{d_1} \quad (2-12)$$

以上各式中:

E ——螺杆材料的弹性模量, 对于钢 $E = 2.06 \times 10^5$, MPa;

I ——螺杆危险剖面的惯性矩, 可按螺纹内径 d_1 计算, $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$, mm⁴;

l ——螺杆的最大工作长度, mm; 若螺杆一端以螺母支承时, 则为螺母中部到另一支端支点的距离;

μ ——长度系数与螺杆端部结构有关, 表 2-4;

i ——螺杆危险剖面惯性半径, 若螺杆危险剖面面积 $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$, mm², 则 $i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4}$, mm。

若上述计算结果不满足稳定性条件时, 应增加螺杆的内径 d_1 。

表 2-4 螺杆的长度系数 μ

端部支承情况	长度系数 μ
两端固定	0.50
一端固定, 一端不完全固定	0.60
一端铰支, 一端不完全固定	0.70
两端不完全固定	0.75
两端铰支	1.00
一端固定, 一端自由	2.00

注: 判断螺杆端部支承情况的方法:

若采用滑动支承时, 则以轴承长度 l_0 与直径 d_0 的比值来确定。 $l_0/d_0 < 1.5$ 时, 为铰支; $l_0/d_0 = 1.5 \sim 3.0$ 时, 为不完全固定; $l_0/d_0 > 3.0$ 时, 为固定支承。

若以整体螺母作为支承时, 仍按上述方法确定。此时, 取 $l_0 = H$ (H 为螺母高度)。

若以剖分螺母作为支承时, 可作为不完全固定支承; 若采用滚动支承且有径向约束时, 可作为铰支, 有径向和轴向约束时, 可作为固定支承。

六、螺旋副效率的计算

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} \quad (2-13)$$

其符号意义同前。

七、螺杆的刚度计算

拉力或压力 F 使螺杆螺距增大或减小; 其变形量为

$$\Delta F_s = \pm \frac{FL}{EA} \quad (2-14)$$

式中, L ——导程, mm; 对单线为螺距;

E ——螺杆材料的弹性模量, 对于钢可取 $E = 2.06 \times 10^5$, MPa

A ——螺杆螺纹剖面面积, $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$, mm²;

d_1 ——螺纹内径。

转矩 T 使螺杆扭转, 螺杆上每个螺距长度上的扭角为

$$\psi = \frac{TL}{GJ} \quad (2-15)$$

式中, G ——螺杆材料的剪切弹性模量, 对钢可取 $G = 81000$ MPa;

J ——螺杆螺纹部分剖面极惯性矩 $J = \frac{\pi d_1^4}{32}$, mm⁴;

由此产生的螺距变形量为

$$\Delta S_T = \pm \frac{\psi}{2\pi} L = \pm \frac{TL^2}{2\pi GJ} \text{mm} \quad (2-16)$$

考虑最不利的情况, 螺距的变形量为

$$\Delta S = \Delta S_F + \Delta S_T = \frac{FL}{EA} + \frac{TL^2}{2\pi GJ}, \text{mm} \quad (2-17)$$

刚度校核公式为

$$\Delta S \leq \pm [\Delta S] \quad (2-18)$$

许用值 $[\Delta S]$ 根据螺旋传动精度要求决定, 用于机床用螺旋传动的参考值见表 2-5。

表 2-5 许用相对螺距变形量 $(\frac{\Delta S}{S} \times 10^3)$

螺旋传动精度等级	5	6	7	8	9
$\frac{\Delta S}{S} \times 10^3 (\mu\text{m}/\text{m})$	10	15	30	55	110

注:1)计算时, ΔS 与 S 单位分别为 μm , mm ;

2)对7级精度, $S=6\text{mm}$ 的螺杆, $[\frac{\Delta S}{S} \times 10^3]=30\mu\text{m}/\text{m}$;若按式(2-17)计算得 $\Delta S=0.15 \times 10^{-3}$,则可求得 $\frac{\Delta S}{S} \times 10^3 = \frac{0.15}{6} \times 10^3 = 25\mu\text{m}/\text{m}$,在允许以内。

八、其他零件尺寸按结构设计

如图 2-3 所示的螺旋千斤顶。为了转动螺杆,要有手柄;螺杆的一端有托杯,另一端有挡环,螺母装在机架上应有台肩。为了固定螺母,要有紧定螺钉。它们的形状和尺寸都需要按结构设计确定。

(一)手柄的计算

1. 手柄的长度

$$QL \geq T_1 + T_2$$

式中:

T_1 ——螺纹间摩擦力矩, $T_1 = Ftg(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2}$;

T_2 ——托杯底部和螺杆端面间的摩擦力矩,

$$T_2 = \frac{1}{3} f \cdot F \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2}, D_1、D_2 \text{ 分别为托杯底端外径和螺$$

钉孔直径(参看图 2-3),单位均为 mm;

Q ——手柄推动力,通常在间歇工作时,一个工人的臂力约为 150~250N;工作时间较长时,则为 100~150N。

手柄不宜过长,如算出手柄长度太长时,可用短手柄外加延长套管。

2. 手柄直径 d_p 按弯曲强度计算:

手柄常用 A3、A4 钢制造,其许用弯曲应力 $[\sigma]_b = 120\text{MPa}$ 。

(二)底座、托杯、挡环等零件

1. 底座常用铸铁制成,其尺寸由制造及结构要求决定。

一般壁厚 $\leq 8 \sim 10\text{mm}$,斜度为 $\frac{1}{10} \sim \frac{1}{12}$,高度由螺杆长度等因素决定,必要时需验算支承底面的挤压强度。

(三)托杯按结构设计

(四)紧定螺钉按标准选用,一般可取 M6~M10 螺钉

(五)螺母凸缘的设计参照图 2-13 的有关计算

九、设计计算举例

例题 1 螺旋千斤顶的设计计算

设计一台 5 吨螺旋千斤顶(图 2-3),最大起重高度为 350mm。

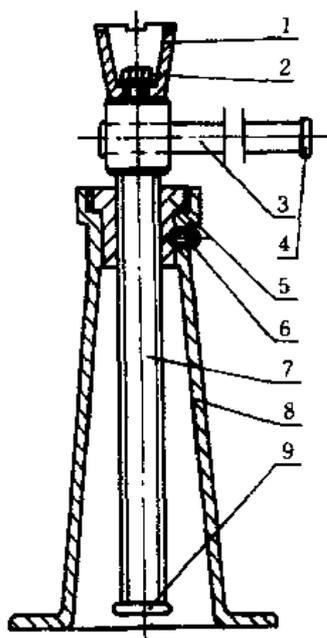


图 2-3 螺旋举重器

- 1-托杯 2-螺钉 3-手柄
4-挡环 5-螺母 6-紧定螺钉
7-螺杆 8-底座 9-挡环

解:选择梯形螺纹,螺杆材料为45号钢,螺母材料为ZQSn6-6-3。

1. 耐磨性计算由式(2-2),取 $\psi=1.6$ 由表2-1,取 $[p]=20\text{MPa}$ 则

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi[p]}} = 0.8 \sqrt{\frac{50000}{1.6 \times 20}} = 31.623\text{mm}$$

按手册,选取

$$\begin{aligned} S &= 8, & d_2 &= 40 \\ d &= 44, & d_1 &= 35 \text{ (螺杆)} \\ d' &= 45, & d'_1 &= 36 \text{ (螺母)} \end{aligned}$$

2. 自锁性计算

$$\begin{aligned} \lambda &= \arctg \frac{L}{\pi d_2} = \arctg \frac{8}{\pi \times 40} = 3^\circ 39' \\ \rho_v &= \arctg \frac{f}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = \arctg \frac{0.09}{\cos 15^\circ} = 5^\circ 19' \end{aligned}$$

式中 f ,由表2-3,取 $f=0.09$ 。

所以 $\lambda < \rho_v$,自锁条件满足。

3. 强度计算

(1) 螺杆的强度计算

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{W_t}\right)^2} \\ T &= F \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 50000 \operatorname{tg}(3^\circ 39' + 5^\circ 19') \frac{40}{2} = 157788\text{N} \cdot \text{mm} \\ W_t &= \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{\pi (35)^3}{16} = 8418\text{mm}^3 \\ A &= \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \times (35)^2}{4} = 962\text{mm}^2 \\ \sigma_{ca} &= \sqrt{\left(\frac{50000}{962}\right)^2 + 3\left(\frac{157788}{8418}\right)^2} = 61.28\text{MPa} \end{aligned}$$

按表2-2,取 $\sigma_s=360\text{MPa}$,则 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5} = \frac{360}{3 \sim 5} = 120\text{MPa} \sim 72\text{MPa}$,所以 $\sigma_{ca} < [\sigma] = 120\text{MPa} \sim 72\text{MPa}$,安全。

(2) 螺母的强度计算

$$\begin{aligned} Z &= \frac{H}{S}, H = \psi d_2, \text{所以 } Z = \frac{\psi d_2}{S} = \frac{1.6 \times 40}{8} = 8; \\ b &= 0.65 \times 8 = 52\text{mm} \\ \tau &= \frac{F}{\pi d' b Z} = \frac{50000}{\pi \times 45 (52) \times 8} = 8.50\text{MPa} \\ \sigma_b &= \frac{3Fh}{\pi d' b^2 Z} = \frac{3 \times 50000 \times 0.50 \times 8}{\pi \times 45 \times (52)^2 \times 8} = 19.62\text{MPa} \end{aligned}$$

根据表2-2,查得 $[\sigma]_b = 40\text{MPa} \sim 60\text{MPa}$, $[\tau] = 30\text{MPa} \sim 40\text{MPa}$,安全。

4. 稳定性计算

按表2-4,设一端固定,一端自由,则 $\mu=2$,当 $l=350\text{mm}$,则

$$\frac{\mu l}{i} = \frac{2 \times 350}{d_1/4} = \frac{2 \times 350}{35/4} = 80$$

由式(2-10), 则

$$F_c = \frac{340}{1 + 0.00013 \left(\frac{\mu l}{i}\right)^2} \times \frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{340}{1 + 0.00013 \times (80)^2} \times \frac{\pi}{4} (35)^2$$

$$= 178558 \text{ N}$$

$$\frac{F_c}{F} = \frac{178558}{50000} = 3.57 > 2.5 \sim 4, \text{ 合适。}$$

例题 2 计算简单千斤顶的螺杆和螺母(图 2-4), 起重量为 40000N, 起重高度为 200mm, 材料自选。

解: 1. 耐磨性计算

选螺杆材料为 45 号钢, 由表 1-8, 其屈服极限

$$\sigma_s = 360 \text{ MPa。}$$

螺母材料为铸造青铜 ZQSn10-1。

用梯形螺纹, 螺纹工作高度与螺距之比 $\frac{h}{S} = 0.5$ 。取 $\psi = \frac{H}{d_2} = 2$ 。

因为人力操纵, 由表 2-1

取 $[p] = 1.2 \times 25 = 30 \text{ MPa}$ 。于是由式(2)得:

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi [p]}} = 0.8 \sqrt{\frac{40000}{2 \times 30}} = 20.65 \text{ mm}$$

由手册, 选取螺纹 T26×5。因此求得:

$$\begin{aligned} S &= 5, & d_2 &= 23.5 \\ d &= 26, & d_1 &= 20 \text{ (螺杆)} \\ d' &= 27, & d'_1 &= 21 \text{ (螺母)} \end{aligned}$$

2. 按螺母校核螺纹强度

(1) 剪切强度

由手册, 螺纹牙底宽度 $b = 0.65 S = 0.65 \times 5 = 3.25 \text{ mm}$; 螺纹旋合圈数 $Z = \frac{H}{S} = \frac{\psi d_2}{S} = \frac{2 \times 23.5}{5} = 9.4$; 由表 2-1, 取 $[p] = 40 \text{ MPa}$ 。由式(2-5)求得:

$$\tau = \frac{F}{\pi d' b Z} = \frac{40000}{\pi \times 27 \times 3.25 \times 9.4} = 15.44 \text{ MPa} < [\tau] = 40 \text{ MPa, 合适。}$$

(2) 弯曲强度

螺纹牙的工作高度 $h = 0.5 S = 0.5 \times 5 = 2.5 \text{ mm}$ 。由表 2-2, 取螺纹牙的许用弯曲应力 $[\sigma]_b = 60 \text{ MPa}$ 。

由式(2-6)得:

$$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d' b^2 Z} = \frac{3 \times 40000 \times 2.5}{\pi \times 27 \times 3.25^2 \times 9.4} = 35.6 \text{ MPa} < [\sigma]_b = 60 \text{ MPa, 安全。}$$

3. 自锁条件校核 螺纹线 $a = 1$

$$\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{a \cdot S}{\pi d_2} = \text{tg}^{-1} \frac{1 \times 5}{\pi \times 35} = 3^\circ 52' 38''$$

参看表 2-3, 取 $f = 0.1$, 则

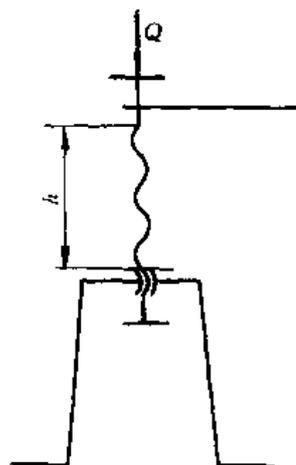


图 2-4 螺旋千斤顶

$$\rho_v = \operatorname{tg}^{-1} \frac{f}{\cos \beta} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = \operatorname{tg}^{-1} \frac{0.1}{0.9660} = 5^\circ 54' 30''$$

所以 $\lambda \leq \rho_v - 1 \sim 1.5^\circ$, 自锁条件满足。

4. 螺杆强度校核

$$T_1 = F \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 40000 \operatorname{tg}(3^\circ 52' 38'' + 5^\circ 54' 30'') \frac{23.5}{2} = 79420 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

参看表 2-2, 取螺杆的许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5} = \frac{360}{3} = 120 \text{ MPa}$, 于是, 由式(2-4)

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 40000}{\pi \times (20)^2}\right)^2 + 3\left(\frac{79420}{0.2 \times 20^3}\right)^2} \\ &= 153 \text{ MPa} > [\sigma] = 120 \text{ MPa} \end{aligned}$$

因此, 所选螺纹不可用。

根据以上计算, 改选螺纹 T32×6

$$S=6, \quad d_2=29$$

$$d=32, \quad d_1=25 \text{ (螺杆)}$$

$$d'=33, \quad d'_1=26 \text{ (螺母)}$$

$$\text{螺纹升角: } \lambda = \operatorname{tg}^{-1} \frac{a \cdot S}{\pi d_2} \operatorname{tg}^{-1} \frac{1 \times 6}{\pi \times 29} = 3^\circ 46' 4''$$

螺纹力矩

$$\begin{aligned} T &= F \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 40000 \operatorname{tg}^{-1}(3^\circ 46' 4'' + 5^\circ 54' 30'') \times \frac{29}{2} \\ &= 96830 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

于是由式(2-4)

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 40000}{\pi \times 25^2}\right)^2 + 3\left(\frac{96830}{0.2 \times 25^3}\right)^2} \\ &= 96.6 \text{ MPa} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}, \text{ 合适。} \end{aligned}$$

这样, 螺纹的耐磨性和螺杆、螺母的强度都可通过。

5. 螺杆稳定性

设一端固定, 一端自由, 由表 2-4, 取 $\mu=2$,

$$\text{长径比 } \lambda = \frac{4\mu l}{d_1} = \frac{4 \times 0.7 \times 200}{25} = 22.4 < 40, \text{ 所以无需校验。}$$

最后决定选用梯形螺纹 T32×6。螺杆和螺母主要尺寸即可由此选取。

例题 3 设计一台人力驱动螺旋压力机。已知最大轴向载荷 $F=40\text{kN}$, 最大压下距离 $l=300\text{mm}$ 。

设计分析:

参照图 2-5 所示螺旋压力机分析可知, 螺母固定在机架上, 不能移动也不可转动, 而螺杆则一边转动一边移动。螺杆上端方头装上手柄可以转动; 下端装有对工件施加压力的压头。在螺杆与螺母相旋合并转动时, 带动压头上下移动, 达到对工件加压的目的。加在方头上的转矩 T 为主动力矩, 压头对工件的压力 F 则是工作载荷, 螺旋传动就是根据这一载荷进行设计计算。

本设计属于低速、受力较大但不是重要的螺旋传动, 所以对材料要求不高, 失效形式主要

是螺纹牙的磨损和螺杆的折断,对稳定性和自锁条件有一定要求,但刚度可以不考虑。

解:

1. 受力分析

为了产生 $F=40\text{kN}$ 这样大的轴向压力,需要外加力矩 T ,但是 T 是由螺纹参数和支承情况确定的,也就是说只有在初选螺纹以后才能计算 T 。在这里,轴向压力 F ,转矩 $T=T_1+T_2$ (图 2-5)。

对受力较大的螺旋传动可以根据磨损条件设计螺杆直径,也可以根据强度条件设计螺杆直径。

2. 选择螺纹牙型和螺杆螺母材料

根据工作要求选择牙根强度高并且易加工梯形螺纹。螺杆材料用 45 号钢, $\sigma_s=360\text{MPa}$;螺母材料用 ZQSn10-1。

3. 根据磨损条件设计螺杆直径

考虑剖分式螺母结构,取 $\phi=2.5$;螺旋副材料为钢对青铜,人力驱动,由表 2-1,取 $[p]=1.2\times 25=30\text{MPa}$,代人式(2-2)求得螺杆螺纹中径 d_2

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\phi[p]}} = 0.8 \sqrt{\frac{40000}{2.5 \times 30}} = 18.475\text{mm}$$

4. 根据强度条件计算螺杆直径

由于人力驱动,间歇时间长,取安全系数 $[S]=3$,则 $[\sigma]=\frac{\sigma_s}{[S]}=\frac{360}{3}=120\text{MPa}$ 采用受拉螺纹联接的计算公式(1-12),估算一下螺杆直径

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \times 1.25F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \times 1.25 \times 40000}{\pi \times 120}} = 23\text{mm}$$

式(1-12)系数 1.3 是平均值,对梯形螺纹可取为 1.2~1.25。

比较以上两式计算结果,本题螺杆直径应由强度条件决定。选取螺纹 T32×6,这时,

$$\begin{aligned} S &= 6, & d_2 &= 29 \\ d &= 32, & d_1 &= 25(\text{螺杆}) \\ d' &= 33, & d_1' &= 26(\text{螺母}) \end{aligned}$$

取 $Z=10$,螺母高度 $H=ZS=10 \times 6=60\text{mm}$,螺母高度系数 $\psi=\frac{H}{d_2}=\frac{60}{29}=2.1$,比 2.5

小,这是由于中径 d_2 加大的缘故。若以 $\psi=2.1$ 代人式(2-2)计算, $d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{40000}{2.1 \times 30}}=20.158\text{mm}$,可见所选螺纹也满足要求。但是考虑到是剖分式螺母,仍取 $\psi=2.5$,则 $H=\psi d_2=2.5 \times 29=72\text{mm}$ 。

压头端面的形状和尺寸取成如图 2-6 所示,根据经验可取 $D_1=1.5d, D_2=0.4d$ 。

5. 自锁条件的校核

$$\text{螺纹升角 } \lambda = \arctg \frac{S}{\pi d_2} = \arctg \frac{6}{\pi \times 29} = 3^\circ 46'$$

查表 2-3,查得 $f=0.1$,则

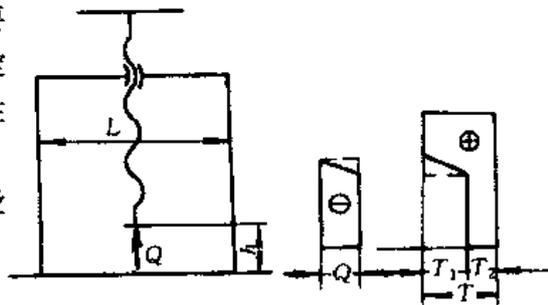


图 2-5 螺旋压力机

$$\rho_v = \arctg\left(\frac{f}{\cos\beta}\right) = \arctg\frac{f}{\cos 15^\circ}$$

$$= \arctg\frac{1}{0.96592} = 5^\circ 54' 30''; \text{由式(2-7),}$$

$\lambda < \rho_v$ —— $1^\circ \sim 1.5^\circ$, 现在 $\rho_v - \lambda = 5^\circ 54' 30'' - 3^\circ 46' = 2^\circ 08' 30''$
满足自锁条件。

6. 螺杆强度校核

选定螺纹后, 可以根据受载情况和支承情况, 计算螺纹力矩

$T = T_1 + T_2$, 精确校核螺杆的强度。

(1) 计算螺纹力矩 T_1

$$T_1 = F \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2}$$

$$= 40000 \operatorname{tg}(3^\circ + 5^\circ 54' 30'') \frac{d_2}{2}$$

$$= 40000 \operatorname{tg}(9^\circ 40' 30'') \times \frac{29}{2} = 40000 \times 0.17048 \times \frac{29}{2} = 98878.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 计算压头处摩擦力矩 T_2

设法使润滑条件比上述情况好些, 可取摩擦系数 $f = 0.08$, 则

$$T_2 = \frac{1}{3} f F \frac{D_1^3 - D_2^3}{D_1^2 - D_2^2} = \frac{1}{3} f F \frac{(1.5d)^3 - (0.4d)^3}{(1.5d)^2 - (0.4d)^2}$$

$$= \frac{1}{3} f F \frac{d^3(1.5^3 - 0.4^3)}{d^2(1.5^2 - 0.4^2)} = \frac{1}{3} \times 0.08 \times 40000 \times 32 \times \frac{3.375 - 0.064}{2.25 - 0.16} = 54074 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

总的转矩为

$$T = T_1 + T_2 = 98878.4 + 54074 = 152952.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{ca} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T}{0.2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 40000}{\pi \times 25^2}\right)^2 + 3\left(\frac{152952.4}{0.2 \times 25^3}\right)^2}$$

$$= 117.6 \text{ N} \cdot \text{mm} < [\sigma] = 120 \text{ MPa}, \text{安全。}$$

如果在端部压头处, 螺杆直径可能最小时, 校核时同样是先找出危险剖面处的直径和所受载荷, 然后求出当量应力校核。

7. 螺纹牙强度的校核

$S = 6$, 螺纹牙底宽 $b = 0.65 S = 0.65 \times 6 = 3.9 \text{ mm}$, 螺纹工作高度 $h = 0.5 S = 0.5 \times 6 = 3 \text{ mm}$, 又 $H = 72 \text{ mm}$, 螺纹圈数 $Z = 72/6 = 12$ 圈, 计算时仍按 $Z = 10$ 圈计算。这样可得螺纹牙的剪切强度和弯曲强度为

$$\tau = \frac{F}{\pi d' b Z} = \frac{40000}{\pi \times 33 \times 3.9 \times 10} = 9.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d' b^2 Z} = \frac{3 \times 40000 \times 3}{\pi \times 33 \times 3.9^2 \times 10} = 22.3 \text{ MPa}$$

由表 2-1, 查得 $[\tau] = 30 \text{ MPa} \sim 40 \text{ MPa}$, $[\sigma]_b = 40 \text{ MPa} \sim 60 \text{ MPa}$, 安全。

8. 校核螺杆端部(压头)比压

$$p = \frac{4F}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} = \frac{4 \times 40000}{\pi(1.5^2 - 0.4^2) \times 32^2} = 30.9 \text{ MPa}$$

许用比压 $[p] = 1.2 \times 25 = 30 \text{ MPa}$, 尚安全。

9. 稳定性校核

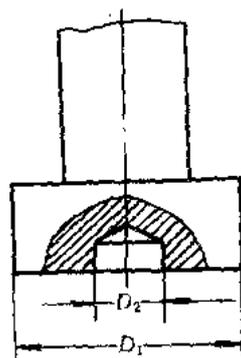


图 2-6 压头简图

对一般支承,可以假定为两端铰支,由表 2-4 取 $\mu=1$,螺杆长度 l 可以取为

$$l=h+\frac{H}{2}+d=300+\frac{72}{2}+32=368\text{mm}$$

由式(2-12),计算长径比

$$\lambda=\frac{4\mu l}{d_1}=\frac{4\times 1\times 368}{25}=58.88$$

当 $\lambda<90$ 时,对淬火钢,可用式(2-10)计算

$$F_c=\frac{340}{1+0.00013\lambda^2}\cdot\frac{\pi d_1^2}{4}$$

$$=\frac{340}{1+0.00013\times(58.88)^2}\times\frac{\pi\times 25^2}{4}=115045.95\text{N}$$

计算安全系数

$$S_c=\frac{F_c}{F}=\frac{115045.95}{40000}=2.876>[S]_c=2.5\sim 4, \text{安全。}$$

10. 计算螺纹效率, η

$$\eta=\frac{\text{tg}\lambda}{\text{tg}(\lambda+\rho_c)}=\frac{\text{tg}3.7679^\circ}{\text{tg}(3.7679^\circ+6.35^\circ)}=0.3718=37.18\%$$

由 $\eta=0.3718$,可见效率是很低的。为了提高效率,可用多线螺纹,这样效率是提高了,但自锁条件就不能满足了。

根据螺杆直径,可以确定螺母结构尺寸,这里从略。

例题 4 设计计算摇臂钻床升降螺旋和螺母机构(图 2-7)。提升摇臂时,螺旋所受的最大作用力 $F=36400\text{N}$ (由摇臂重量和摇臂沿立柱移动时的磨阻力矩引起的)。在搬运钻床时,如把吊绳系住摇臂,则螺旋受压缩载荷 $F=27600\text{N}$ (由立柱和基础的重量产生的)。根据摇臂移动机构的运动计算,确定螺距 $S=8\text{mm}$,螺线数 $a=1$ 。螺旋由支点到螺母的最大高度 $l=1500\text{mm}$ 。

解:摇臂螺旋传动的工作特点是起动频繁而运转时间短暂。在这样条件下,难以保证满意的润滑,因此应选用在润滑不良的条件下,也具有足够的耐磨性的材料:螺杆为 45 号钢调质、螺母为 ZQSn6-6-3。

1. 按耐磨性条件确定螺杆直径和螺母高度

取 $\psi=1.5$,由表 2-1 取许用比压 $[p]=15\text{MPa}$,采用梯形螺纹则由式(2-2):

$$d_2\geq 0.8\sqrt{\frac{F}{\psi[p]}}=0.8\sqrt{\frac{36400}{1.5\times 15}}$$

$$=32.2\text{mm}$$

根据梯形螺纹国家标准查得与直径 $d_2=32.2$, $S=8$, $a=1$,最接近的标准梯形螺纹为 T44 $\times 8$,其基本参数为: $d=44\text{mm}$, $d_2=40\text{mm}$, $d_1=38\text{mm}$, $S=8$, $a=1$ 。

螺母的高度,初步取

$$H=\psi d_2=1.5\times 40=60\text{mm}$$

螺纹圈数 $Z=\frac{H}{S}=\frac{60\sim 48.3}{8}=7.5\sim 6.04$ 圈,因此取 $Z=6$ 圈。

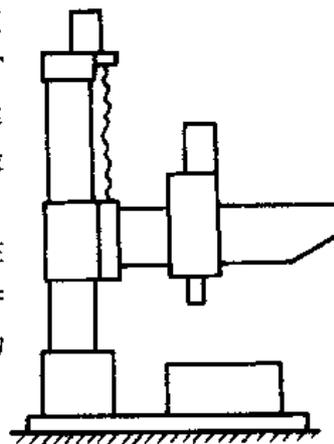


图 2-7 摇臂钻床

实际螺母高度 $H = ZS = 6 \times 8 = 48\text{mm}$ 。

2. 螺纹牙强度的校核

对于梯形螺纹工作高度 $h = 0.5$

$$S = 0.5 \times 8 = 4\text{mm}$$

螺纹牙根部的宽度 $b = 0.65 S = 0.65 \times 8 = 5.2\text{mm}$

(1) 根部的剪应力 由式(2-5)求得

$$\tau = \frac{F}{\pi dbZ} = \frac{36400}{\pi \times 44 \times 5.2 \times 6} = 8.4\text{MPa} < [\tau] = 30\text{MPa} \sim 40\text{MPa}$$

(2) 根部的弯曲应力 由式(2-6)求得

$$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi db^2Z} = \frac{3 \times 36400 \times 4}{\pi \times 44 \times (5.2)^2 \times 6} = 19.4\text{MPa} < [\sigma]_b = 40\text{MPa} \sim 60\text{MPa}$$

4. 自锁条件

螺纹升角 λ : $\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{L}{\pi d_2} = \text{tg}^{-1} \frac{a \cdot S}{\pi d_2} = \text{tg}^{-1} \frac{1 \times 8}{\pi \times 40} = \text{tg}^{-1} 0.064 = 3^\circ 40'$

$$\rho_v = \text{tg}^{-1} \frac{f}{\cos \beta} = \text{tg}^{-1} \frac{0.1}{\cos 15^\circ} = \text{tg}^{-1} \frac{0.1}{0.96592} = 5^\circ 55'$$

$\lambda < \rho_v$ —— $1^\circ \sim 15^\circ$, 所以自锁条件满足。

5. 螺杆强度校核

螺旋传递的扭矩为

$$T = F \text{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 36400 \text{tg}(3^\circ 40' + 5^\circ 55') \frac{40}{2} = 121958.35\text{N} \cdot \text{mm}$$

螺旋中扭应力

$$\tau = \frac{T}{0.2d_1^3} = \frac{121958.35}{0.2 \times (35)^3} = 14.226\text{MPa}$$

螺旋中拉应力

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2} = \frac{4 \times 36400}{\pi \times (35)^2} = 37.83\text{MPa}$$

螺旋中当量应力

$$\sigma_{ca} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2} = \sqrt{(37.83)^2 + 3(14.226)^2} = 45.15\text{MPa}$$

当量应力 $\sigma_{ca} = 45.15\text{MPa} < [\sigma] = \frac{\sigma_s}{3 \sim 5} = \frac{360}{3 \sim 5} = 120\text{MPa} \sim 72\text{MPa}$, 因此, 强度是足够的。

6. 螺杆稳定性

按表 2-4, 两端铰支取 $\mu = 1$ 。

当 $\frac{\mu l}{i} = \frac{1 \times 1500}{d_1/4} = \frac{4 \times 1 \times 1500}{35} = 171.43 > 85 \sim 90$, 则临界压力按式(2-9)求得:

$$F_c = \frac{\pi^2 \times EI}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times \pi \times 35^4}{(1 \times 1500)^2 \times 64} = 68000\text{N}$$

稳定安全系数

$$S_c = \frac{F_c}{F} = \frac{68000}{2730} = 2.48$$

此值略小于 $[S]_c = 2.5 \sim 4$ 。因而稳定性稍欠安全。如果只考虑在搬运钻床时, 为了螺杆稳定性而增大螺杆的尺寸, 那是不合理的。因此为了保证螺旋的稳定性, 应改变搬运方法, 例如将起吊绳索直接系在基础上。

例题 5 弓形夹钳夹紧螺栓的强度校验

图 2-8 所示弓形夹钳用 M30 螺杆夹紧工件, 压力 $F=40000\text{N}$, 螺杆材料为 45 号钢。设螺栓副和螺杆末端与工件的摩擦系数均为 0.15, 试校验此螺杆的强度。

解: 1. 校验螺杆的强度

查表知 M30 粗牙螺纹的螺距

$S=3.5\text{mm}$, 内径 $d_c=d_1=26.211\text{mm}$,

$d_2=27.727\text{mm}$, 螺纹线数 $a=1$ 。

$$\begin{aligned} \text{螺纹升角 } \lambda &= \text{tg}^{-1} \frac{a \cdot S}{\pi d_2} \\ &= \text{tg}^{-1} \frac{1 \times 3.5}{\pi \times 27.727} = \text{tg}^{-1} 0.04018 \\ &= 2^\circ 18' 3'' \end{aligned}$$

取螺纹副的当量摩擦系数 $f_v=0.15$, 则当量摩擦角

$$\rho_v = \text{tg}^{-1} 0.15 = 8^\circ 31' 50''$$

当压力 $F=40000\text{N}$ 时, 则螺纹力矩

$$\begin{aligned} T_1 &= F \text{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 40000 \text{tg}(2^\circ 18' 3'' + 8^\circ 31' 50'') \times \frac{27.727}{2} \\ &= 106100\text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

螺杆端部的摩擦力矩为

$$T_2 = f_v F \frac{d_c}{3} = 0.15 \times 40000 \frac{26.211}{3} = 52422\text{N} \cdot \text{mm}$$

螺杆在旋合螺纹段横截面受有力矩 T 和压力 F 的复合作用, 根据第四强度理论, 螺纹部分的强度为:

由表 1-3, 取 $\sigma_s=360\text{MPa}$, 表 1-4 取 $[S]=3$,

则螺杆的许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{[S]} = \frac{360}{3} = 120\text{MPa}$ 。于是

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{T_1+T_2}{0.2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 40000}{\pi \times 26.211^2}\right)^2 + 3\left(\frac{106100+52422}{0.2 \times 26.211^3}\right)^2} \\ &= 106.6\text{MPa} < [\sigma] = 120\text{MPa}, \text{安全。} \end{aligned}$$

2. 校验螺杆旋合螺纹牙的强度

取螺杆螺纹牙为计算对象。

螺纹牙的工作高度 $h=0.5413S=0.5413 \times 3.5=1.895\text{mm}$

螺纹牙的牙底宽度 $b_1=0.87S=0.87 \times 3.5=3.045\text{mm}$

旋合螺纹圈为 $\frac{\text{旋合长度}}{\text{螺距}} = \frac{60}{3.5} = 17.1$, 取有效圈数 $Z=8$ 。

由表 2-2, 得 $[\sigma]_b = (1 \sim 1.2)[\sigma] = 1.2 \times 120 = 144\text{MPa}$, 于是由式(2-6)有

$$\sigma_b = \frac{3Fh}{\pi d_1 b^2 Z} = \frac{3 \times 40000 \times 1.895}{\pi \times 26.211 \times 3.045^2 \times 8} = 37.22\text{MPa} < [\sigma]_b = 144\text{MPa}, \text{安全。}$$

3. 校验螺纹牙的剪切强度

由表 2-2, 螺纹牙的许用剪切应力 $[\tau] = 0.6[\sigma] = 0.6 \times 120 = 86.4\text{MPa}$ 。按式(2-5), 有

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 b Z} = \frac{40000}{\pi \times 26.211 \times 3.045 \times 8} = 19.94\text{MPa} < [\tau] = 86.4\text{MPa}, \text{安全。}$$

4. 校验螺杆的剪切强度

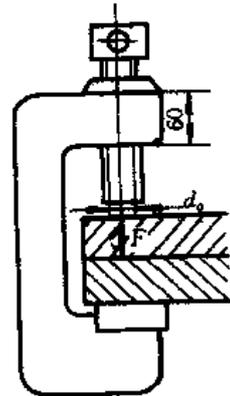


图 2-8 弓形夹钳夹紧工作

1) 螺杆端面力矩

$$T_2 = fF \frac{1}{3} d_c = 0.15 \times 40000 \times \frac{1}{3} \times 26.211 = 52400 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

2) 螺杆承受的扳动力矩

螺杆在弓形架外的一段受的力矩为扳动力矩

$$T_t = T_1 + T_2 = 106100 + 52400 = 158500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

螺杆的许用扭转应力 $[\tau] = 86.4 \text{ MPa}$, 于是螺杆承受的剪切应力为

$$\tau = \frac{T_t}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{158500}{\frac{\pi \times 26.211^3}{16}} = 44.8 \text{ MPa} < [\tau] = 86.4 \text{ MPa}, \text{安全。}$$

5. 校验螺杆的抗压能力

螺杆末端受压, 其抗压能力必须校验。由表 1-9, 许用挤压应力 $[\sigma]_p = \frac{\sigma_s}{[S]_p}$, 取 $[S]_p = 1.25$, $\sigma_s = 360 \text{ MPa}$, 于是 $[\sigma]_p = \frac{360}{1.25} = 288 \text{ MPa}$ 。所以

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi d_c^2}{4}} = \frac{40000}{\frac{\pi \times 26.211^2}{4}} = 74.13 \text{ MPa} < [\sigma]_p = 288 \text{ MPa}, \text{安全。}$$

螺杆很短, 无需校验其稳定性。

§ 2-4 传导螺旋的设计计算

传导螺旋在机床中应用很多, 常用来将回转运动变为直线运动。图 2-9 所示为车床的进给机构, 刀架的运动是由螺旋机构操纵的。

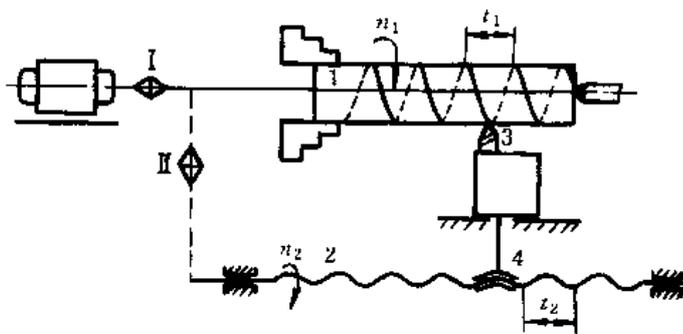


图 2-9 车床进给螺旋

下面以此机床的进给机构为例, 来讨论传动螺旋的设计方法。至于进给机构的其他部分的设计问题, 可参阅关于金属机床设计书籍。

一、传动螺旋的结构和材料

(一) 结构

金属切削机床上的传动螺旋机构, 其螺杆通常采用标准的梯形螺纹。螺杆直径一般是 $10 \text{ mm} \sim 200 \text{ mm}$, 最常用的直径范围是 $20 \text{ mm} \sim 60 \text{ mm}$ 。螺杆长度与螺纹中径的比值 l/d_2 称为

直径比,一般取 $l/d_2=20\sim 60$ 。当行程过大($>6m\sim 8m$)而需较长的螺杆时,则需采用对接的组合螺旋来代替整体的结构。

螺杆通常用右旋螺纹。另有在某些特殊情况形下,例如车床横向进给丝杆,为了符合操作习惯,才采用左旋螺纹。

螺母的结构形式有整体螺母(图 2-10)、组合螺母(图 2-11)及对开螺母(图 2-12)等几种。整体螺母不能调整间隙,只在轻载且无精度要求的场合使用。

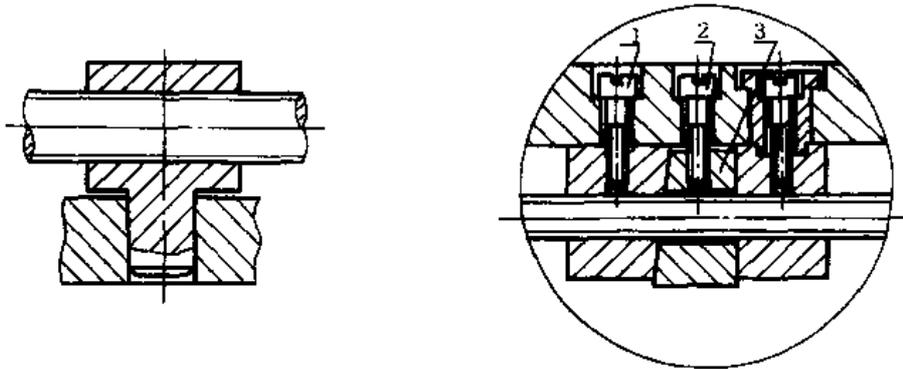


图 2-10 整体螺母

1—固定螺钉; 2—调整螺钉; 3—调整楔
图 2-11 组合螺母

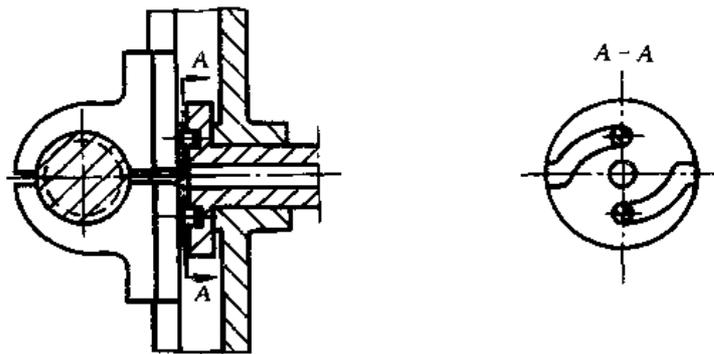


图 2-12 剖分螺母

(二)材料

材料的选用基本上与滑动螺旋相同,但对于精密传导螺旋还要求热处理后有较好的尺寸稳定性,可选用 9Mn2V、CrWMn、38CrMoA1 等钢。

二、传导螺旋的设计计算

机械中常用的传导螺旋工作时的主要受力形式是在扭矩作用的同时,还受拉或受压。这些力会使螺纹变形及工作表面磨损,受压的长螺旋还会失去稳定现象。因此,根据不同的受力形式,需进行耐磨性、强度和稳定性的计算。对于传递功率小的螺杆,主要进行耐磨性计算。

传导螺旋的设计计算方法基本上与传力螺旋相同,现举例以说明。

设计普通车床进给机构用的普通滑动螺旋,已知:螺旋输出功率 $P_2=2.5\text{kN}$,螺母移动速度 $v=0.05\text{m/s}$,螺距 $S=8\text{mm}$,螺旋头数 $a=2$,螺杆工作长度 $l=1\text{m}$,轴承效率 $\eta_1=0.99$,螺纹效率 $\eta_2=0.6$ 。参阅图 2-9。

解:1. 螺旋平均工作载荷 F_m :

螺旋输入功率: $P_1 = \frac{P_2}{\eta_1 \eta_2} = \frac{2.5}{0.99 \times 0.60} = 4.21 \text{ kW}$

平均工作载荷 $F_m = \frac{1000P_1}{v_m} = \frac{1000 \times 4.21}{0.05} = 84200 \text{ N}$

2. 耐磨性计算

(1) 螺杆中径 d_2

由表 2-1, 取 $[\rho] = 15 \text{ MPa}$, 剖分式螺母取 $\psi = 3$, 由式(2-1)得

$$d_2 \geq 0.8 \sqrt{\frac{F}{\psi[\rho]}} = 0.8 \sqrt{\frac{84200}{3 \times 15}} = 34.6 \text{ mm} \text{ 取 } d_2 = 40 \text{ mm}$$

由 $d_2 = 40 \text{ mm}$ 选取: $d = 44, S = 12$, 双线, 右旋, 标记为 T44×12/2 精度。

$$d = 44 \quad d_1 = 35 \text{ (螺杆)}$$

$$d' = 45 \quad d_1' = 36 \text{ (螺母)}$$

(2) 螺母高度

$$H = \psi d_2 = 3 \times 40 = 120 \text{ mm}$$

(3) 旋合圈数 $Z = \frac{H}{S} = \frac{120}{8} = 15$ 圈, 取 $Z = 10$ 圈

(4) 螺纹的工作高度 $h = 0.5 S = 0.5 \times 8 = 4 \text{ mm}$

(5) 校核工作比压 $p = \frac{F}{\pi d_2 h Z} = \frac{84200}{\pi \times 40 \times 4 \times 10} = 16.751 \text{ MPa} < [\rho] = 11 \text{ MPa} \sim 18 \text{ MPa}$, 合

适。

2. 螺杆强度

(1) 螺纹升角 $\lambda = \text{tg}^{-1} \frac{L}{\pi d_2} = \text{tg}^{-1} \frac{2 \times 8}{\pi \times 40} = \text{tg}^{-1} 0.127324 = 7^\circ 15' 20''$

$$\rho_v = \text{tg}^{-1} \frac{f}{\cos \beta} = \text{tg}^{-1} \frac{0.1}{\cos 5^\circ} = \text{tg}^{-1} \frac{0.1}{0.96592} = \text{tg}^{-1} 0.10353 = 5^\circ 54' 17''$$

(2) 合成应力

$$\begin{aligned} T_1 &= F \text{tg}(\lambda + \rho_v) \frac{d_2}{2} = 84200 \text{tg}(7^\circ 15' 20'' + 5^\circ 54' 17'') \frac{40}{2} \\ &= 84200 \text{tg}(13^\circ 9' 37'') \frac{40}{2} = 84200 \times 0.23381 \times 20 = 393736 \text{ N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{ca} &= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^3}\right)^2 + 3\left(\frac{T_1}{0.2d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \times 84200}{\pi \times 35^3}\right)^2 + 3\left(\frac{393736}{0.2 \times 35^3}\right)^2} = 118.254 \text{ MPa} < [\sigma] \\ &= 120 \text{ MPa, 安全。} \end{aligned}$$

3. 螺纹牙强度

a. 螺杆螺牙强度

(1) 螺纹根部宽度 b : $b = 0.65 S = 0.65 \times 8 = 5.2 \text{ mm}$

(2) 剪切强度 τ : $\tau = \frac{F}{\pi d_1 b Z} = \frac{84200}{\pi \times 35 \times 5.2 \times 10} = 14.73 \text{ MPa} < [\tau] = 30 \text{ MPa} \sim 40 \text{ MPa}$, 合

适。

(3) 弯曲强度 σ_b : $\sigma_b = \frac{3F(d-d_2)}{\pi d_1 b^2 Z} = \frac{3 \times 84200(44-40)}{\pi \times 35 \times 5.2^2 \times 10} = 34 \text{ MPa} < [\sigma]_b = 40 \text{ MPa} \sim$

60 MPa, 合适。

b. 螺母螺牙强度

(1) 剪切强度 τ : $\tau = \frac{F}{\pi dbZ} = \frac{84200}{\pi \times 44 \times 5.2 \times 10} = 11.14 \text{MPa} < [\tau] = 30 \text{MPa} \sim 40 \text{MPa}$;

(2) 弯曲强度 σ_b : $\sigma_b = \frac{3F(d-d_2)}{\pi d_1^3 b^2 Z} = \frac{3 \times 84200(44-40)}{\pi \times 36 \times 5.2^2 \times 10} = 33.04 \text{MPa} < [\sigma]_b$
 $< 40 \text{MPa} \sim 60 \text{MPa}$, 合适。

4. 螺母体强度 (图 2-13)

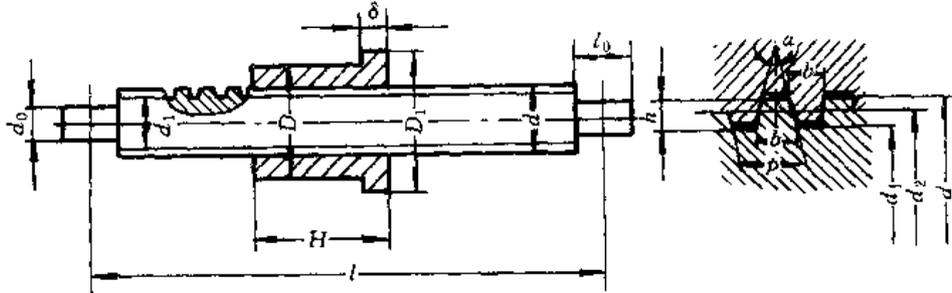


图 2-13

(1) 螺母外径

$$D \geq \sqrt{\frac{5.2}{\pi[\sigma]} + d^2} = \sqrt{\frac{5.2}{\pi \times 35} + 44^2} = 44.000537 \text{mm}, \text{取 } D = 50 \text{mm}$$

(2) 凸缘外缘

$$D_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_c} + D^2} = \sqrt{\frac{4 \times 84200}{\pi \times 80} + 50^2} = 62 \text{mm}, \text{取 } D_1 = 60 \text{mm}$$

(3) 凸缘厚度

$$\delta \geq \frac{F}{\pi D[\tau]} = \frac{84200}{\pi \times 50 \times 40} = 13.4 \text{mm}$$

5. 螺杆稳定性

参照图 2-13, 螺杆端部结构为两端铰支, 取 $\mu=1$, $E=2.1 \times 10^5$, $d_1=35 \text{mm}$, $l=1000 \text{mm}$, 则

$$\frac{\mu l}{i} = \frac{1 \times 1000 \times 4}{35} = 114.37 \geq 100, \text{所以临界压力 } F_c \text{ 可按欧拉公式计算, 即}$$

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{\pi^2 \times 2.1 \times 10^5 \times \pi d^4}{(\mu l)^2 \times 64} = \frac{\pi^3 \times 2.1 \times 10^5 \times 44^4}{(1 \times 1000)^2 \times 64} = 381328.8334 \text{N}$$

$$\frac{F_c}{F} = \frac{381328.8334}{84200} = 4.53 > 2.5 \sim 4, \text{稳定。}$$

6. 螺杆的刚度

按最不利的情况, 螺纹螺距因受轴向力引起的弹性变形与受扭矩引起弹性变形方向是一致的。由式(2-16)有:

$$\Delta S = \Delta S_F + \Delta S_T = \frac{FL}{EA} + \frac{TL^2}{2\pi GJ} = \frac{F \times a \times S}{E \times \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{T \times (a \times S)^2}{2\pi G \times \frac{\pi d_1^4}{32}}$$

$$= \frac{4 \times 84200 \times 2 \times 8}{\pi \times 2.1 \times 10^5 \times 35^2} + \frac{32 \times 393736 \times (2 \times 8)^2}{2\pi^2 \times 81 \times 10^3 \times 35^4} = 0.008012337 \text{mm}$$

由以上计算结果以 7 级精度而言, 对照表 2-5 所列螺距每米长所允许螺距变形量值, 都是远远小于规定值 $(\frac{\Delta S}{S}) \times 10^3$, 所以本题刚度是非常可靠的。

7. 效率验算

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)} = \frac{\operatorname{tg} 7^{\circ} 15' 20''}{\operatorname{tg}(7^{\circ} 15' 20'' + 5^{\circ} 54' 17'')} = \frac{0.127324}{0.127324 + 0.10353} = 0.55$$

比假定螺纹效率 $\eta = 60\%$ 稍小可用。

§ 2-5 滚动螺旋传动的设计计算

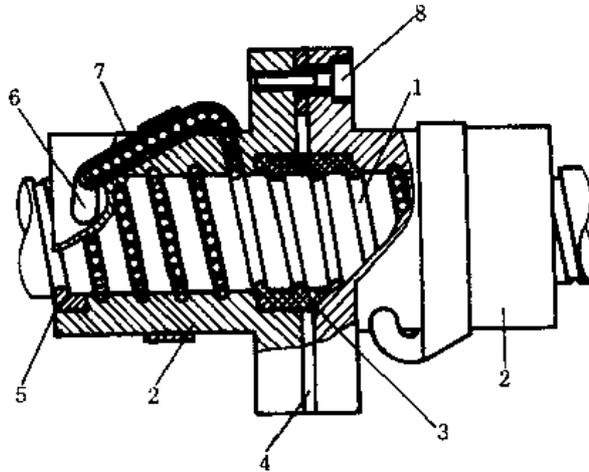
一、滚动螺旋传动的特点与结构

滚动螺旋传动是针对滑动螺旋传动的缺点提出和发展起来的。滚珠在螺旋和螺母之间回路中循环,使螺旋和螺母在传动过程中基本上实现滚动摩擦。因此传动灵敏平稳,传动效率高(可达90%以上)。

用改变预紧片的厚度等方法可以使成对螺母预紧,消除传动间隙,又由于螺旋和螺母之间是滚动摩擦,不易在低速时出现爬行现象,因此提高传动精度和刚度。

滚动螺旋传动大都具有运动可靠性,它可以把回转运动变成直线运动,也可以把直线运动变成回转运动。这种传动一般没有自锁性,因此在升降机械中若应用滚动螺旋传动,要附加超越离合器或其他形式锁紧机构。

滚珠螺旋传动的结构类型很多,图 2-14 为一种插管式外循环滚珠螺旋传动结构示意图。



1—螺杆; 2—螺母; 3—挡珠器; 4—预紧垫片;

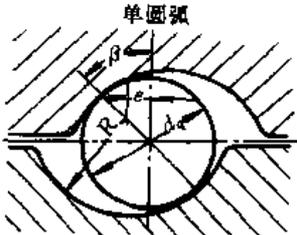
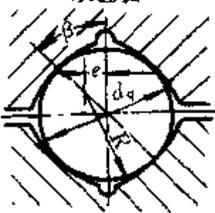
5—密封(兼回珠路); 6—回珠路; 7—导管; 8—紧固螺钉

图 2-14 插管式外循环螺旋传动

这种插管式对外循环滚珠螺旋是用导管作为返回滚道,导管的端部插入螺母孔中,和工作滚道相通。当滚珠沿工作滚道运行到一定位置时,遇到挡珠器迫使滚珠进入返回滚道(导管)内,循环到工作滚道的另一端。这种结构的工艺性较好,但返回滚道不便在设备内部安装,而是突出于螺母外而。

滚珠螺旋的螺纹剖面是弧形槽,一般有单圆弧弧形槽和双圆弧弧形槽。表 2-6 列出了滚珠螺旋单圆弧及双圆弧螺纹滚道法向剖面的形状、参数关系和特点。

表 2-6 螺纹滚道法向截面的形状、参数关系和特点

螺纹滚道法向截面形状	参数关系	特点
 <p>单圆弧</p>	<p>接触角 $\beta = 45^\circ$</p> <p>比值 $\frac{R}{d_q} = 0.51 \sim 0.56^{①}$</p> <p>径向间隙 $\Delta d = 4(R - \frac{d_q}{2})(1 - \cos\beta)$</p> <p>轴向间隙 $\Delta a = 4(R - \frac{d_q}{2})\sin\beta$</p> <p>偏心距 $e = (R - \frac{d_q}{2})\sin\beta$</p>	<p>加工较简单, 为保证接触角 β 为 45°, 必须严格控制径向间隙</p> <p>消除间隙和调整预紧必须采用双螺母结构</p>
 <p>双圆弧</p>	<p>接触角 $\beta = 45^\circ$</p> <p>比值 $\frac{R}{d_q} = 0.51 \sim 0.56^{①}$</p> <p>偏心距 $e = (R - \frac{d_q}{2})\sin\beta$</p>	<p>加工稍复杂; 理论上轴向间隙和径向间隙为零接触较稳定; 消除间隙和调整预紧通常是采用双螺母结构, 也可以采用单螺母和增大钢球直径的方法</p>

①从滚动螺旋副的承载能力、寿命和刚度等因素考虑, 比值 $\frac{R}{d_q}$ 推荐取为 0.52。

弧形槽半径 R 的选择与接触应力和螺旋工作时滚珠的滑移损失有关。为了最大限度地减小接触应力, 弧形槽的半径 R 应选择与滚珠半径 $r_q(\frac{d_q}{2})$ 愈接近愈好(但 $R \leq r_q$), 这样也有利于减小滚珠的滑移损失, 考虑到加工的误差, 一般取:

$$\frac{R}{d_q} = 0.52(0.55, 0.575; \text{国内通用值为 } 0.52)$$

无论是单圆弧还是双圆弧的弧形槽, 设计要求滚珠接触角 $\beta = 45^\circ$ 。若接触角太小, 则在相同的轴向载荷下, 接触点的法向挤压应力加大, 传动效率也降低。若接触角过大, 则不易磨削出表面粗糙度较高的弧形槽, 也可能将弧形槽的边缘压翻。

单圆弧弧形加工成形简便, 为了消除间隙或产生预紧, 必须采用成对螺母; 但为了保证滚珠与螺旋的接触角为 45° , 需控制螺旋和螺母弧形槽之间的径向间隙。

为了消除滚动螺旋副的间隙, 提高传动的定位精度, 重复定位精度及轴向刚度, 常采用双螺母预紧。但为了保证螺旋的传动精度, 并具有一定的刚度, 预紧力的合理数值约为

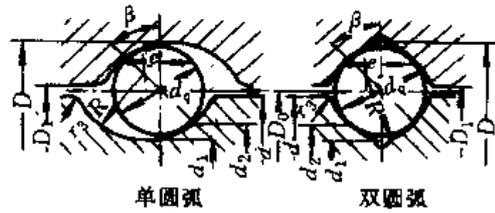
$$F_a \approx \frac{1}{3} F_{\max}$$

即预紧力取为最大轴向载荷的 $\frac{1}{3}$ 时, 对寿命和效率没有影响, 过大的预紧力将使寿命和效率大为降低。

二、滚动螺旋传动主要几何尺寸、精度、代号及其标注方法

(一)主要几何尺寸

表 2-7 滚动螺旋副的主要几何尺寸



主要尺寸	等号	计算公式	
螺 纹 滚 道	公称直径	D_0	
	螺距	S	
	接触角	β	$\beta=45^\circ$
	钢珠直径	$d_q(2r_q)$	$d_q=0.6S$
	螺纹滚道法向半径	R	$R=0.52d_q$
	偏心距	e	$e=(R-\frac{d_q}{2})\sin\beta=0.707(R-\frac{d_q}{2})$
	螺纹升角	λ	$\lambda=\arctg\frac{S}{\pi D_0}$
螺 杆	螺杆外径	d	$d=D_0-(0.2\sim 0.25)d_q$
	螺杆内径	d_1	$d_1=D_0+2e-2R$
	螺杆接触点直径	d_2	$d_2=D_0-d_q\cos\beta$
	螺杆牙顶圆角半径	r_3	$r_3=(0.1\sim 0.15)d_q$ (内循环用)
螺 母	螺母螺纹外径	D	$D=D_0-2e+2R$
	螺母内径	D_1	外循环 $D_1=D_0+(0.2\sim 0.25)d_q$ 内循环 $D_1=D_0+0.5(D_0-d)$

(二)精度等级

滚动螺旋传动的精度包括精度等级、零件的静精度指标和装配后的综合精度。

我国标准规定，滚道螺旋副分为六个精度等级，即 C、D、E、F、G、H 级。其中 C 级精度最高，依次逐级降低，H 级最低。

表 2-8 规定了滚动螺旋副螺距精度的检验项目和各级精度的螺距公差。

表 2-8 滚动螺旋副的螺距公差 μm

检验项目	符号	精度等级					
		C	D	E	F	G	H
螺距的极限偏差	Δp	± 4	± 5	± 6			
2π 弧度内螺距公差	$\delta p_{2\pi}$	4	5	6			
任意 300mm 螺纹长度的螺距 累积误差的公差	δp_{300}	5	10	15	25	50	100
螺纹全长 l 内螺距 累积误差的公差 ^①	δp_l			δp_{300}	$(\frac{L-2p}{300})^{\ast_1}$		
	K_1			0.8			1
螺距误差曲线的带宽公差	δp_b			δp_{300}	$(\frac{L-28}{300})^{\ast_2}$		
	K_2			0.6			1

注:

①测量螺纹全长内螺距误差时,应在螺纹两端减去长度 l_0 ;当螺距 $p \leq 6\text{mm}$ 时, $l_0 = 4p$; $p = 8 \sim 12\text{mm}$ 时, $l_0 = 3p$; $p > 16\text{mm}$ 时, $l_0 = 2p$ 。

一般动力传动可选用 F、G 级,数控机床和精密机械的传动螺旋,则根据其规定精度和重复定位精度要求选用 D、E 级,检验其中 3 或 4 个项目。

(三) 滚动螺旋的公差及表面粗糙度

表 2-9 滚动螺旋的公差及表面粗糙度

公差项目		尺寸范围 mm		精度等级			
				C	J	B	P
螺杆的螺距 偏差和螺距 累积偏差	螺距偏差			± 3	± 3	± 5	± 10
	任意 300mm 长内螺距 累积偏差			6	10	15	30
	螺距累积偏差;以任意 300mm 长的螺距累积 偏差为基数,每增加 300mm 长度偏差的增 加数			2	3	5	10
螺杆公称直 径的椭圆度	钢 球 直 径 d_s	≤ 3.175		3	5	6	8
		3.969~3.953		4	6	8	10
		6.35~9.525		5	7	10	12
		≥ 12.7		6	10	12	15

公差项目		尺寸范围 mm		精度等级			
				C	J	B	P
螺杆公称直径的锥度	螺杆螺纹全长 $L_s \leq 1000\text{mm}$	公称直径 D_0	≤ 50	4	5	8	12
	60~100		6	7	10	14	
	$1000\text{mm} \leq L_s \leq 2000\text{mm}$			根据 $\leq 1000\text{mm}$ 的偏差按比例累计			
	$L_s > 2000\text{mm}$			L_s 超过 2000mm 的部分, 根据 $L_s \leq 1000\text{mm}$ 的偏差乘 1/2, 按比例累计			
螺杆公称直径的径向跳动(可用测量螺杆外径代替)	每 300mm 螺杆螺纹长度	长径比 L_s/D_0	20~25 >25~30 >30~35 >35~40 >40~50	6 12 14 16	12 14 16 18	14 16 18 22	20 25 30 35 40
螺杆外圆表面粗糙度	内循环			$\sqrt{0.63}$	$\sqrt{0.63}$	$\sqrt{1.25}$	$\sqrt{1.75}$
	外循环			按工艺要求定, 但不低于 $\sqrt{1.25}$			
螺杆滚道表面粗糙度	螺杆			$\sqrt{0.32}$	$\sqrt{0.32}$	$\sqrt{0.63}$	$\sqrt{1.75}$
	螺母			$\sqrt{0.63}$	$\sqrt{0.63}$	$\sqrt{1.25}$	$\sqrt{1.75}$
螺纹滚道齿形偏差		钢球直径 d_0	≤ 3.175 3.939~5.953 6.35~9.525 ≥ 12.7	± 6 ± 10 ± 15 ± 20	± 8 ± 15 ± 20 ± 25	± 10 ± 20 ± 25 ± 30	± 12 ± 25 ± 30 ± 35
螺母螺距偏差和螺距累积偏差	螺距偏差			± 4	± 6	± 8	± 12
	有效长度内距累积偏差			6	9	12	18
螺母公称直径的椭圆度		钢球直径 d_0	≤ 3.175 3.939~5.953 6.35~9.525 ≥ 12.7	5 6 7 8	6 8 9 12	8 10 12 14	10 12 14 16
螺母有效长度内公称直径的锥度		公称直径 D_0	≤ 50 60~100	2 3	3 4	4 5	5 7
螺母公称直径对配合外径的不同心度		公称直径 D_0	≤ 50 60~100	5 7	6 10	10 12	15 18
钢球的精度和表面粗糙度	精度			I	I	II	II
	表面粗糙度			$\sqrt{0.04}$	$\sqrt{0.04}$	$\sqrt{0.08}$	$\sqrt{0.08}$

公差项目	尺寸范围 mm		精度等级			
			C	J	B	P
滚动螺旋公称直径的变动范围	长径	≤30	±40	±60	±100	±150
	比	>30~40	±80	±120	±150	±200
	L_s/D_0	>40~50			±200	±250
滚动螺旋装配后的径向间隙	公称直径	20~25	≤20	≤30	≤40	≤50
		30~50	≤20	≤40	≤50	≤80
	D_0	60~100	≤30	≤50	≤60	≤100

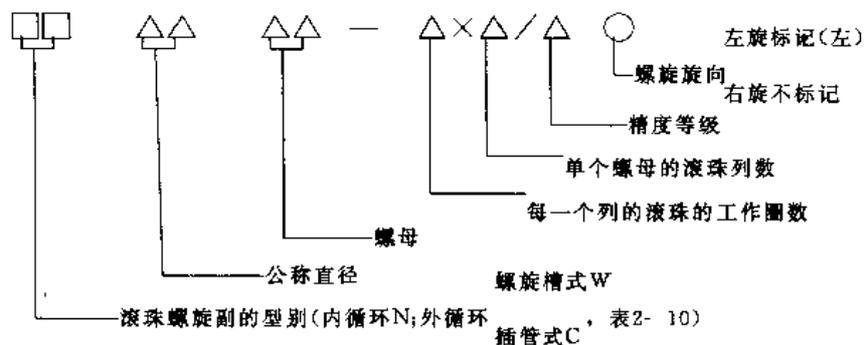
(四)代数和标记方法

滚动螺旋的公称直径是指滚珠中心圆直径,用 D_0 表示。在螺杆和螺母的零件图中,规定在 D_0 的尺寸线上标注代号GQ(即滚球二字的汉语拼音字母)、公称直径、螺距、精度等级和螺旋滚道的旋向等。精度等级(表2-8)分为超精度(C)、精密级(J)、标准级(B)、普通级(P)。滚珠螺旋副的产品标记以汉语拼音字母及数字组成。其结构代号(表2-10)及标记示例如下:

表 2-10 滚动螺旋副结构代号

代号	意义
N	内循环单螺母滚动螺旋副
NCh	内循环齿差调隙式双螺母滚动螺旋副
ND	内循环垫片调隙式双螺母滚动螺旋副
NL	内循环螺纹调隙式双螺母滚动螺旋副
W	外循环单螺母滚动螺旋副
WCh	外循环齿差调隙式双螺母滚动螺旋副
WD	外循环垫片调隙式双螺母滚动螺旋副
WL	外循环螺纹调隙式双螺母滚动螺旋副

代号标记



标记示例

WD3005—3.5×1/J左:表示外循环垫片调隙式,双螺母、公称直径为300mm、螺距 $S=5\text{mm}$ 、钢珠每列为3.5圈、单列、J级精度、左旋的滚动螺旋副。

NCh5006—1×3B:表示内循环齿差调隙式,双螺母、公称直径 $D_0=50\text{mm}$ 、螺距 $S=6\text{mm}$ 、每个螺母有单圈钢球三列、B级精度、右旋的滚动螺旋副。

2. 零件图及装配图尺寸标注

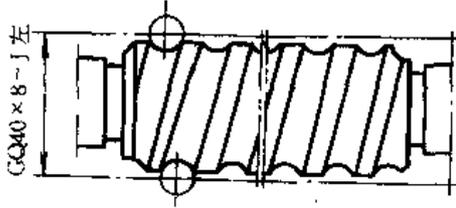


图 2-15 滚动螺旋螺杆尺寸标注

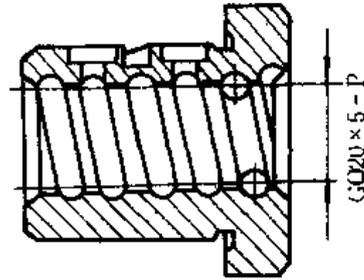


图 2-16 滚动螺旋螺母尺寸标注

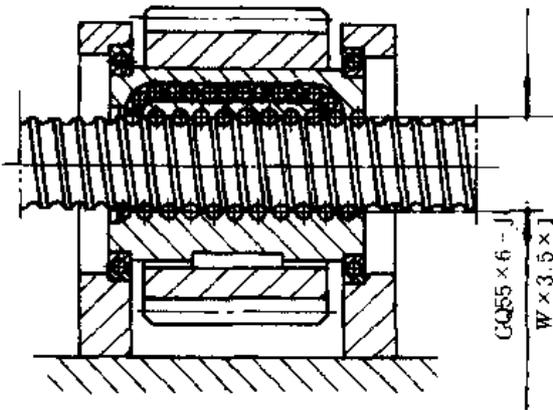


图 2-17 滚动螺旋副装配图尺寸标注

$\frac{\text{GQ35} \times 6 - \text{J}}{\text{W}3.5 \times 1}$ 表示滚动螺旋的公称直径为35mm,螺距为6mm,J级精度,右旋螺纹,外循环单螺母结构,钢球有效圈数为3.5圈单列

三、滚动螺旋传动的计算

(一) 滚动螺旋传动的寿命计算

选择滚珠丝杠时,要确定一些基本尺寸,如钢球中心圆直径、钢球直径及螺距等,由于这些尺寸直接影响使用寿命,因此,如已确定使用寿命,就可根据寿命要求确定合适尺寸。

在滚珠丝杠寿命计算中常用下列术语:

额定寿命:一批同样的丝杠,在相同的条件下运转,其中90%的丝杠不发生疲劳点蚀的总转数。

额定动载荷:一批同样的丝杠,在其额定寿命为 10^6 转时的载荷;

工作动载荷:指丝杠传动在载荷不变动时的轴向载荷;

平均载荷:用于计算在变载荷下的滚动丝杠传动。将此载荷作用在滚动丝杠,所得寿命与滚动丝杠传动在实际使用条件下达到的寿命相同。

实验表明,滚动丝杠传动的额定寿命 L (以 10^6 转计)与额定动载荷 C_r 、工作动载荷 F_r 之间的关系为:

$$L = \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 \quad (2-19)$$

式中 L ——额定寿命 10^6 转；

C_a ——额定动载荷, N；

F_c ——轴向载荷, 变载时, 应取其平均载荷 F_m ；

在实际应用时, 常用小时数表示额定寿命, 则

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \quad (2-20)$$

式中 L_h ——使用寿命, h；

n ——转速；变速时, 应取其平均转速 n_m r/min；

$$\text{但 } L = \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 10^6 > L_h \quad (2-21)$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 = \frac{1.67 \times 10^4}{n} \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 \quad (2-22)$$

根据寿命条件求必须的额定动载荷为

$$C_a' = \sqrt[3]{\frac{n L_h}{1.67 \times 10^4}} F_c \leq C_a \quad (2-23)$$

此式用于设计, L_h ——使用寿命, h。

表 2-11 使用寿命

机械类型	寿命 h
普通机械	5000~10000
普通金属切削机床	10000
数控机械、精密机械	15000
测试机械、仪器	15000
航空机械	1000

当载荷和转速变动时, 应求出变载荷的平均载荷和转速的平均转速 n_m

$$F_m = \sqrt[3]{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots + F_i^3 n_i t_i} \quad (2-24)$$

$$n_m = n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots + n_i t_i \quad (2-25)$$

式中 F_i ——轴向工作载荷, N；

n_i ——为与 F_i 对应的转速, r/min；

t_i ——为在 F_i 和 n_i 下工作的时间, h。

当载荷变动是周期性时, F_m 按下式计算：

$$F_m = \frac{2F_{\max} + F_{\min}}{3} \quad (2-26)$$

式中 F_{\max} ——最大轴向工作载荷, N；

F_{\min} ——最小轴向载荷, N。

当考虑运转过程中冲击、振动和滚道面硬度对寿命的影响,则额定动载荷 C_a 可按下式计算:

$$C_a = \sqrt[3]{L} K_F K_H K_t F_m \quad (2-27)$$

式中: K_F ——载荷系数,表 2-12;

K_H ——硬度系数,表 2-13;

K_t ——短行程系数,表 2-14,初设计时可暂取 $K_t=1$ 。

表 2-12 载荷系数

载 荷 性 质	系数 K_F
平稳和轻微冲击	1.0~1.2
中等冲击	1.2~1.5
较大冲击和振动	1.5~2.5

表 2-13 硬度影响系数 K_H, K_H'

硬度 HRC		≥ 58	55	52.5	50	47.5	45	40
系数	K_H	1.0	1.11	1.35	1.56	1.92	2.4	3.85
	K_H'	1.0	1.11	1.40	1.67	2.1	2.65	4.5

表 2-14 短行程系数 K_t

行 程 螺 母 高	1	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	≥ 2.2
系数 K_t	1.3	1.22	1.16	1.1	1.06	1.03	1

按公式(2-27)算出额定动载荷 C_a 值以后,可由表 2-15、表 2-16 查出与 C_a 的相应值,得出相应的滚珠丝杠传动的主要参数,如钢珠中心圆直径、钢球直径、钢球的有效圈数等。

(二)按静载荷计算

当转速在 10r/min 以下时,只须考虑最大轴向工作载荷 F_{max} 是否超过静载荷 C_{sa} ,然后按表 2-15、表 2-16 选用 C_{sa} 充分大于 F_{max} 值即可,一般运转条件下取:

$$C_{sa} \geq K_F K_H' F \quad (2-28)$$

表 2-15 内循环螺旋副公称直径、螺距、钢球直径、螺纹升角和承载能力

螺距 S, mm		5			6			8			10			12			16			
钢球直径 d_s, mm		3175			3.969			4.763			5.953			7.411			9.525			
圈数×列数		1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	1×2	1×3	1×4	
公 称 直 径 D_0 · mm	螺 纹 升 角 与 承 载 能 力 N	λ	2°51'			3°25'														
			C_s	9120	12050	14900	12450	16500	20300											
			C_m	28900	43500	58000	36400	54800	72800											
	40	λ	2°16'			2°44'			3°39'											
			C_s	10000	13200	16300	13710	18120	22380	17650	23400	28800								
			C_m	36600	54900	73100	45300	67900	90500	54600	82000	109900								
	50	λ				2°11'			2°55'			3°39'								
			C_s				148800	20000	34500	19600	25900	31900	26300	34800	42900					
			C_m				57000	85400	113200	69600	104500	139200	85400	128500	171000					
	63	λ							2°19'			2°53'			3°28'					
			C_s							21200	28000	34700	29200	38600	47800	36800	49000	60300		
			C_m							86200	129500	127500	107000	162000	215500	127500	191500	255000		
80	λ										2°17'			2°44'						
		C_s										323500	42800	52900	41200	54500	62200			
		C_m										137300	206000	274500	166500	249000	331000			
100	λ													2°11'			2°55'			
		C_s													45500	60200	74100	67300	88900	109900
		C_m													208000	312000	416000	369000	407500	538000

注: 1. 本表适用于表面硬度 HRC58~62, $R/d_s=0.52$ 的情况。

2. 如果 $R/d_s=0.55$, 则 C_s 乘以 0.65; C_m 乘以 0.628。

表 2-16 外循环滚动螺旋副公称直径、螺距、钢球直径、螺纹升角和承载能力

螺距 S, mm		4	5	6	8	10	12	16	20		
钢球直径 d_s, mm		2.381	3.175	3.969	4.763	5.953	7.144	9.525	12.7		
圈数 \times 列数		2.5 \times 13.5 \times 1	2.1 \times 13.5 \times 1	2.5 \times 13.5 \times 1							
公 称 直 径 D_s , mm	20	λ	3°39'		4°33'						
		C_a	5970	7450	8620	10790					
		C_m	16700	23200	22080	30900					
	25	λ		3°39'		4°22'					
		C_a		8500	12090	12800	16200				
		C_m		28100	39300	34800	48700				
	32	λ			2°51'		3°25'				
		C_a			10790	13500	14600	18400			
		C_m			36100	50800	45500	63800			
	40	λ				2°44'		3°39'			
		C_a				16100	19700	21000	26100		
		C_m				56500	79000	68300	95700		
	50	λ			2°44'		3°39'		4°22'		
		C_a			17800	22100	22900	29100	31100	38700	
		C_m			71000	100000	87000	112000	107000	149000	
	63	λ				2°19'		2°53'		3°28'	
		C_a				25000	31500	34200	46100	43200	54600
		C_m				107900	151000	13400	189000	159900	22200
80	λ					2°17'		2°44'			
	C_a					38000	47500	48300	61000		
	C_m					171500	240000	207000	290000		
100	λ						2°11'		2°55'		
	C_a						53200	67300	78500	100000	
	C_m						250000	361000	331500	470000	
								116000	146000	622000	

注: 1. 本表适用于表面硬度 HRC58~62, $R/d_s=0.52$ 的情况。
 2. 如果 $R/d_s=0.55$, 则 C_a 乘以 0.685, C_m 乘以 0.628。
 3. 若列数为 2 时, C_a 乘以 1.62, C_m 乘以 2。

(三) 稳定性计算

同普通滑动螺旋副传动一样,丝杠承受轴向压力时,可能失去稳定而产生弯曲破坏。因此必要时应作稳定性验算。其计算方法与普通滑动螺旋一样。

(四) 刚度计算

其计算方法与传动螺旋相同。

(五) 材料及热处理

螺母材料一般采用 GCr15、CrWMn、9CrSi,热处理后 HRC60~62。整体淬火在热处理和磨削过程中变形较大,工艺性差,应尽可能采用表面硬化处理。对于高精度螺杆尚需进行稳定处理消除残余应力。

内循环滚动螺旋副的返向器,采用一般热处理可选用 CrWMn、GCr15;若采用离子氮化,可选用 20CrMnTi、40Cr。螺杆材料如表 2-17。

表 2-17 滚动螺旋的螺杆及其热处理

钢号	热处理	应用
20CrMoA	渗碳淬火	长度 $l \leq 1\text{m}$ 的精密螺杆
42CrMoA	高频或中频加热表面淬火	长度 $l = 2.5\text{m}$ 的精密螺杆
55	高频或中频加热表面淬火	普通螺杆
50Mn、60Mn	高频或中频加热表面淬火	普通螺杆
38CrMoAlA	氮化	长度 $l > 2.5\text{m}$ 的精密螺杆
GCr15	整体淬火	$D_0 \leq 40\text{mm}$ 的螺杆
GCr15SiMn	整体淬火	$D_0 > 40\text{mm}$ 的螺杆
9Mn2V	整体淬火	$D_0 \leq 40\text{mm}$ 的长度 $l \leq 2\text{m}$ 的螺杆
CrWMn	整体淬火	$D_0 = 40 \sim 80\text{mm}$ 长度 $l \leq 2\text{m}$ 的螺杆
9Cr18	中频加热表面淬火	有抗腐蚀要求的螺杆

注:1. 硬度 HRC58~60。

2. 螺杆长度 $\geq 1\text{m}$ 或精度要求高时,硬度可略低,但不得低于 HRC56。

3. 磨削后的淬透层深度应保证:中频淬火 $\geq 2\text{mm}$,高频淬火,渗碳淬火 $\geq 1\text{mm}$,氮化处理硬化层 $> 0.4\text{mm}$ 。

(六) 滚动螺旋传动设计计算的步骤

设计滚动螺旋传动时,已知条件常是,工作载荷 F 或平均工作载荷 F_m ;螺旋的使用寿命 L_h ;螺杆的工作长度(或螺母的有效行程) l ;螺杆的转速(r/min)以及滚道硬度 HRC 和运转情况。

一般设计步骤是:

- 1) 求出螺旋传动的计算载荷 F_c ;
- 2) 考虑寿命从滚动螺旋的系列中找出相应的额定动载荷,初步确定其规格(或型号);
- 3) 根据所选规格(或型号)列出主要参数;

4) 验算传动效率、刚度及工作稳定性是否满足要求,如不能满足要求则应另选其他型号并重新验算。

5) 对于低速($n \leq 10 \text{r/min}$)传动,只按额定静载荷计算。具体计算的方法及计算公式列入表 2-18 中。

表 2-18 滚动螺旋传动的设计计算

计算项目	符号	单位	计算公式及参数选择	说明	
用角速度计算 平均载荷	F_m	N	$F_m = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 n_1 t_1 + F_2^3 n_2 t_2 + \dots}{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots}}$ $F_m = \frac{2F_{\max} + F_{\min}}{3}$	F_1, F_2, \dots ——轴向变载荷, N n_1, n_2, \dots ——相应的转速, r/min t_1, t_2, \dots ——相应的工作时间, h 载荷在 F_{\max} 和 F_{\min} 之间周期性变化时用此式	
用角速度计算 平均转速	n_m	r/min	$n_m = \frac{n_1 t_1 + n_2 t_2 + \dots}{t_1 + t_2 + \dots}$	变速时用此式	
用角速度计算 计算载荷	F_c	N	$F_c = K_F K_H K_t F$ 或者 $F_c = K_F K_H K_t F_m$	$F(F_m)$ ——轴向载荷(或平均轴向载荷), N K_F ——载荷系数, 表 2-12 K_H ——硬度影响系数, 表 2-13 K_t ——短行程系数, 表 2-14, 初设计时, 暂取 $K_t = 1$	
寿命计算	运动寿命	L	10^6 转	$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{nL_h}{1.67 \times 10^4}$	$n, (n_m)$ ——转速(平均转速), r/min L_h ——使用寿命 h, h 参照表 2-11
	疲劳寿命	L	10^6 转	$L = \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 \geq L_h$	此式验算用, L 也叫额定寿命 C_a ——额定动载荷, N, 表 2-15 和表 2-16
		L_h	h	$L_h = \frac{1.67 \times 10^4}{n} \left(\frac{C_a}{F_c}\right)^3 \leq L$	$n, (n_m)$ ——螺旋的转速(平均转速), r/min 此式用于验算, L_h 也叫额定寿命
根据寿命条件求必须 的额定动载荷	C_a	N	$C'_a = \sqrt[3]{L F_c} \leq C_a$ 或者 $C'_a = \sqrt[3]{\frac{nL_h}{1.67 \times 10^4} F_c}$	此式设计用 L' ——运转寿命, 10^6 转; L'_h ——运转寿命, h	
按静载荷计算	C_{sa}	N	$C_{sa} \geq K_F K'_H F$	K'_H ——硬度影响系数, 表 2-13	
螺杆强度计算	σ_c	MPa	同普通滑动螺旋	传力螺旋进行此项验算	
稳定性计算	F_{cr}	N	同普通滑动螺旋	长径比大受压的螺杆应进行此项验算	
螺杆系统刚度验算	$\frac{\Delta S}{S}$	$\mu\text{m/m}$	同普通滑动螺旋	除轴向载荷和转矩引起变形外, 滚道本身的轴向弹性变形也应计及, 但如此计算太麻烦故借用滑动螺旋的公式, 但 $\left(\frac{\Delta S}{S}\right) \times 10^3$ 应比滑动螺旋减小一半	

计算项目	符号	单位	计算公式及参数选择	说 明
驱动力矩	T		$T_3 = T_1 + T_2 + T_3$ (见图 2-12) 其中 $T_1 = F \frac{D_0}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)$	D_0 ——公称直径, mm; λ ——螺纹升角 ρ_v ——当量摩擦角 精确计算时, 尚需要考虑传动件的惯性
效 率			由旋转运动变为直线运动时: $\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho_v)}$, $\operatorname{tg} \rho_v = 0.0025$ 由直线运动变为旋转运动时: $\eta = \frac{\operatorname{tg}(\lambda - \rho_v)}{\operatorname{tg} \rho_v}$, $\operatorname{tg} \rho_v = 0.0035$	有预紧力时, 是轴向载荷为预紧力三倍时的效率。低于此值时 η 略有降低, 空载时, η 最低

例题 1 试设计一数控铣床工作进给用滚动螺旋传动。已知平均载荷 $F_m = 3800\text{N}$, 螺杆工作长度 $l = 1.2\text{m}$, 平均转速 $n_m = 100\text{r/min}$, 要求使用寿命 $L_h = 150000\text{h}$ 左右。螺杆材料为 CrWMn 钢, 滚道硬度为 HRC58~62。

解:

1. 求计算载荷 F_c

$$F_c = K_F K_H K_I F_m$$

由表 2-12, 查得 $K_F = 1.2$; 表 2-13 查得 $K_H = 1$; 进给螺旋行程较长故取短行程系数 $K_I = 1$ (表 2-14)。则

$$F_c = K_F K_H K_I F_m = 1.2 \times 1 \times 1 \times 3800 = 4560\text{N}$$

2. 根据寿命条件计算必需的额定动载荷

$$C_a = \sqrt[3]{\frac{n_m L_h}{1.67 \times 10^4}} F_c = \sqrt[3]{\frac{100 \times 15000}{1.67 \times 10^4}} \times 4560 = 20404\text{N}$$

3. 根据必需的额定动载荷 C_a 选择螺旋尺寸。

现假设用内循环结构, 查表 2-15, 可有下列几个规格的螺旋, 其 C_a 接近 C_a 或稍大于 C_a :

$$1) D_0 = 50\text{mm}, \lambda = 2^\circ 11', d_q = 3.969\text{mm}, S = 6\text{mm}, \text{圈数} \times \text{列数} = 1 \times 3, C_a = 20000\text{N}$$

$$2) D_0 = 40\text{mm}, \lambda = 2^\circ 44', d_q = 3.969\text{mm}, S = 6\text{mm}, \text{圈数} \times \text{列数} = 1 \times 4, C_a = 22380\text{N}$$

$$3) D_0 = 63\text{mm}, \lambda = 2^\circ 19', d_q = 4.763\text{mm}, S = 8\text{mm}, \text{圈数} \times \text{列数} = 1 \times 2, C_a = 21200\text{N}$$

考虑各种因素决定采用 1)。查表 2-15 可知:

$$\text{滚道半径 } R = 0.52d_q = 0.52 \times 3.969 = 2.06\text{mm}$$

$$\text{偏心距 } e = 0.707(R - \frac{d_q}{2}) = 0.707(2.06 - \frac{3.969}{2}) = 5.6 \times 10^{-2}\text{mm}$$

$$\text{螺杆内径 } d_1 = D_0 + 2e - 2R = 50 + 2 \times 5.6 \times 10^{-2} - 2 \times 2.06 = 45.984 \approx 46\text{mm}$$

4. 稳定性计算

因螺杆较长, 所以稳定性验算应以下式求临界载荷:

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}$$

式中: $E=2.06 \times 10^5 \text{MPa}$; J ——螺杆危险截面的轴惯性矩, $J=\frac{\pi d_1^4}{64}$, 两端铰接由表 2-4 取 $\mu=1$, 代入上式:

$$F_{\sigma} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2} = \frac{3.1416^2 \times 2.06 \times 10^5 \times \frac{\pi d_1^4}{64}}{(1 \times 1200)^2} = \frac{3.1416^2 \times 2.06 \times 10^5 \times 10^5 \times 46^4}{12^2 \times 10^4 \times 64}$$

$$= 3.15 \times 10^5 \text{N}$$

所以 $\frac{F_{\sigma}}{F_m} = \frac{3.15 \times 10^5}{3.8 \times 10^3} = 82.8 > 2.5 \sim 4$, 安全。

5. 刚度验算

按不利情况考虑, 螺纹螺距因受轴向力引起的弹性变形与受转矩引起的弹性变形方向是一致的。

$$\text{故 } \Delta S = \frac{FL}{E \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{TL^2}{2\pi \times G \times \frac{d_1^4}{32}} = \frac{4FL}{E\pi d_1^2} + \frac{16TL^2}{\pi G \times d_1^4}$$

式中 $T = F_m \frac{D_0}{2} (\lambda + \rho_v) = 3800 \times \frac{50}{2} \text{tg}(2^\circ 11' + 8' 40'') = 3800 \text{N} \cdot \text{mm}$

式中摩擦系数 f 按 0.0025 计, $\rho_v = 8' 40''$;

J ——螺纹截面的极惯性矩, $J = \frac{\pi d_1^4}{32} \text{mm}^4$;

G ——螺杆材料的剪切弹性模量, 对钢可取 $G = 8.3 \times 10^4 \text{MPa}$ 。

$$\Delta S = \frac{4FL}{E \cdot \pi d_1^2} + \frac{16TL^2}{\pi G \times d_1^4} = \frac{4 \times 3800 \times 6}{2.06 \times 10^5 \times \pi \times 46^2} + \frac{16 \times 3800 \times 6^2}{\pi^2 \times 8.3 \times 10^4 \times 46^4} = 0.067242 \mu\text{m}$$

$$\frac{\Delta S}{S} \times 10^3 = \frac{0.067242}{6} \times 10^3 = 11.207 \mu\text{m/m}$$

滚动螺旋 $(\frac{\Delta S}{S}) \times 10^3$ 可按滑动螺旋(同精度等级)的一半定, 查表 2-5 得出

$(\frac{\Delta S}{S}) \times 10^3 = 15 \mu\text{m/m}$, 根据表 2-8, 数控铣床螺旋的精度应选 D 级。

6. 效率验算

$$\eta = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho_v)} = \frac{\text{tg} 2^\circ 11'}{\text{tg}(2^\circ 11' + 8' 40'')} = 0.933 = 93.3\%$$

7. 绘制零件工作图

图 2-18 是螺杆零件图, 其他工作图从略。

例题 2 试设计一普通车床工作进给用的滚动螺旋。已知 $F_{\max} = 7500 \text{N}$, $F_{\min} = 600 \text{N}$, 螺杆工作长度 $l = 1.2 \text{m}$, 平均转速 $n_m = 100 \text{r/min}$, 要求使用寿命 $L_h = 15000 \text{h}$, 螺杆材料为 CrWMn 钢, 滚道硬度 HRC58~62。

解:

1. 求计算载荷

$$F_c = K_F K_H K_I F_m$$

$$\text{式中: } F_m = \frac{2F_{\max} + F_{\min}}{3} = \frac{2 \times 7500 + 600}{3} = 5200 \text{N}$$

由表 2-12, 查得载荷系数 $K_F = 1.2$; 表 2-13, 查得 $K_H = 1$; 表 2-14, 查得 $K_I = 1$, 则

$$F_c = 1.2 \times 1 \times 1 \times 5200 = 6240 \text{N}$$

其余

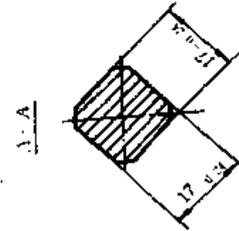
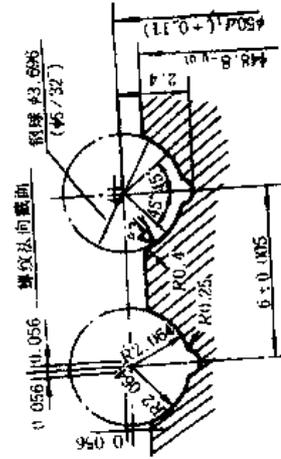
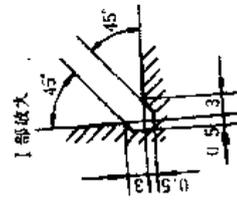
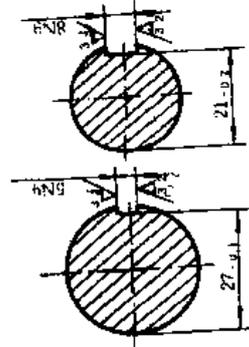
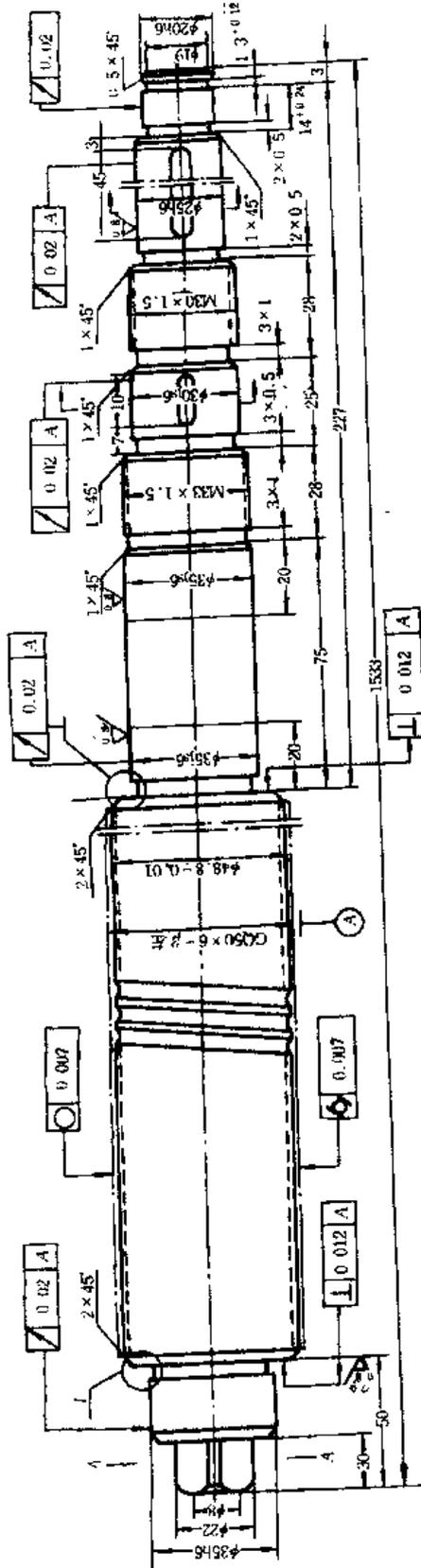


图 2 18 滚动螺旋螺杆工作图

技术要求:

2. 根据寿命条件计算必需的额定动载荷

$$C'_a = \sqrt[3]{\frac{n_m L_h}{1.67 \times 10^4}} F_c = \sqrt[3]{\frac{100 \times 15000}{1.67 \times 10^4}} \times 6240 = \sqrt[3]{89.8} \times 6240 \\ = 27943.236 \text{N}$$

3. 根据必需的额定动载荷 C'_a , 选择螺旋尺寸。

现假设采用外循环结构, 查表 2-16 得:

1) $D_0 = 50 \text{mm}$, $d_q = 4.763 \text{mm}$, $S = 8 \text{mm}$, $\text{tg} \lambda = 2^\circ 55'$, 圈数 \times 列数 $= 3.5 \times 1$, $C_a = 29100 \text{N}$

2) $D_0 = 63 \text{mm}$, $d_q = 4.763 \text{mm}$, $S = 8 \text{mm}$, $\text{tg} \lambda = 2^\circ 19'$, 圈数 \times 列数 $= 2.5 \times 1$, $C_a = 25000 \text{N}$

3) $D_0 = 40 \text{mm}$, $d_q = 4.763 \text{mm}$, $S = 8 \text{mm}$, $\text{tg} \lambda = 3^\circ 29'$, 圈数 \times 列数 $= 3.5 \times 1$, $C_a = 26100 \text{N}$

考虑各种因素决定采用 3)。查表 2-7 知:

滚道半径 $R = 0.52 d_q = 0.52 \times 4.763 = 2.47676 \text{mm}$

偏心距 $e = 0.707(R - \frac{d_q}{2}) = 0.707(2.47676 - \frac{4.763}{2}) = 0.006735 = 6.735 \times 10^{-2} \text{mm}$

螺杆内径 $d_1 = D_0 + 2e - 2R = 40 + 2 \times 6.735 \times 10^{-2} - 2 \times 2.47676 = 35.18 \text{mm}$

4. 稳定性验算

因螺杆较长, 所以稳定性验算应以下式求临界载荷:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2}$$

式中: 对钢 $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$; $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$; 两端铰接可取 $\mu = 1$ 代入上式得:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 \times 2.06 \times 10^4 \times \frac{\pi d_1^4}{64}}{(1 \times 1200)^2} = \frac{\pi^2 \times 2.06 \times 10^5 \times (35.18)^4}{12^2 \times 10^4 \times 64} \\ = 106137.73 = 1.06138 \times 10^5 \text{N}$$

所以 $\frac{F_{cr}}{F_m} = \frac{1.06138 \times 10^5}{0.52 \times 10^4} = 20.4 > 2.5 \sim 4$, 安全。

5. 刚度验算

按最不利情况讨论, 螺纹螺距因受轴向力引起的弹性变形与受扭矩引起的弹性变形是一致的。由式(2-17)

$$\Delta S = \Delta S_F + \Delta S_T = \frac{FL}{EA} + \frac{TL^2}{2\pi GJ}$$

式中: $T_1 = F_m \frac{D_0}{2} \text{tg}(\lambda + \rho_v) = 5200 \frac{40}{2} \text{tg}(3^\circ 39' + 8' 40'') = 6898.32 \text{N} \cdot \text{mm}$

式中摩擦系数 f 按 0.0025 计算, 则 $\rho_v = 8' 40''$

E ——螺杆材料的弹性模量, 对于钢 $E = 2.06 \times 10^5 \text{MPa}$;

G ——螺杆材料的剪切弹性模量, 对于钢 $G = 8.1 \times 10^4 \text{MPa}$;

I ——螺纹截面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_1^4}{64}$, mm^4 ;

J ——螺纹截面的极惯性矩, $J = \frac{\pi d_1^4}{32}$, mm^4 ;

A ——螺纹截面螺纹部分承载面积 $A = \frac{\pi}{4} d_1^2$, mm^2 ; $S = 8$ 。

将上列各因素代入上式, 可得:

$$\Delta S = \frac{4FS}{\pi E d_1^2} + \frac{16T_1 S^3}{\pi^2 G d_1^4} = \frac{4 \times 52500 \times 8}{\pi \times 5.05 \times 10^5 \times (35.18)^2} + \frac{16 \times 6898.32 \times 8^3}{\pi^2 \times 8.1 \times 10^4 \times (35.18)^4}$$

$$= 0.00022611 \text{ mm} = 0.22611 \mu\text{m}$$

$$\left(\frac{\Delta S}{S}\right) \times 10^3 = \frac{0.22611 \times 10^3}{8} = 28.26 \mu\text{m/m}$$

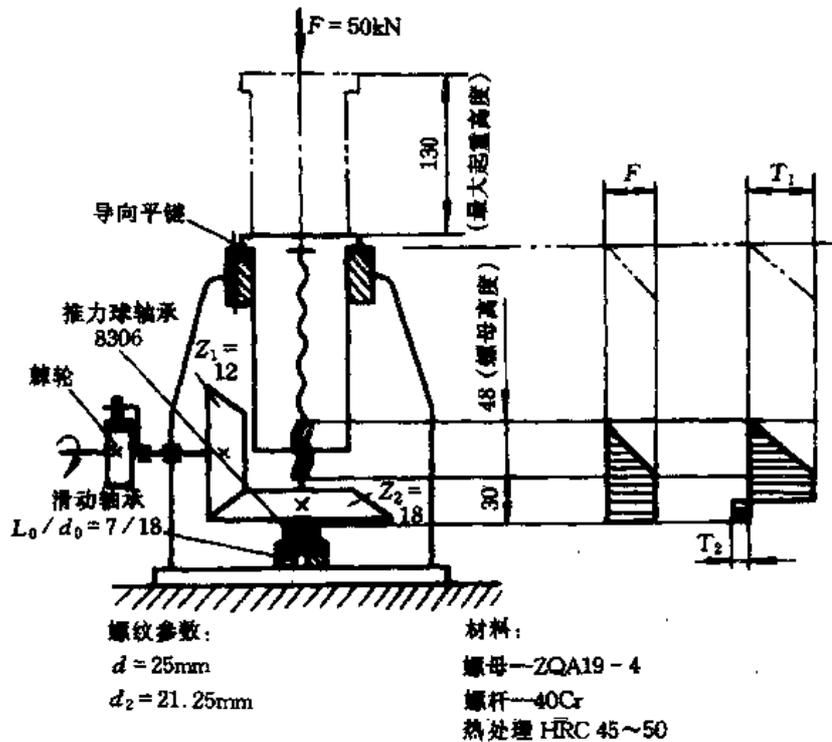
滚动螺旋($\frac{\Delta S}{S} \times 10^3$)可按滑动螺旋(同精度等级)的一半定,查表 2-5 得出($\frac{\Delta S}{S}$) $\times 10^3 = 28.26 \mu\text{m/m}$,根据表 2-8,普通车床螺旋的精度应选 E 级。

6. 效率验算

$$\eta = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho_v)} = \frac{\text{tg} 3^\circ 39'}{\text{tg}(3^\circ 39' + 8' 40'')} = \frac{0.06379}{0.06633} = 0.96$$

习 题

1. 某厂生产一手动螺旋千斤顶,最大起重量为 40kN,螺旋副当量摩擦系数 $f_v = 0.13$,其有关技术数据如图所示,试设计此螺旋千斤顶。



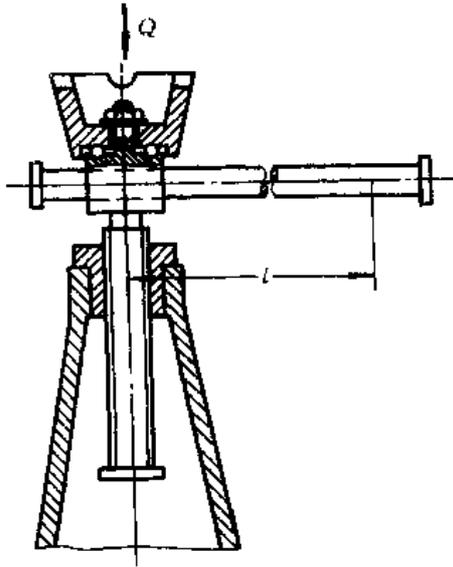
题 1 图

2. 图示一螺旋千斤顶,其起重量 $Q = 100 \text{ kN}$,螺旋副采用单线标准梯形螺纹 T60 \times 8(公称直径 $d = 60 \text{ mm}$,中径 $d_2 = 56 \text{ mm}$ 、螺距 $S = 8 \text{ mm}$ 、牙型角 $\alpha = 30^\circ$),螺旋副中的摩擦系数 $f = 0.1$,若忽略不计支承载荷的托杯与螺旋上部间的滚动摩擦阻力,试求:

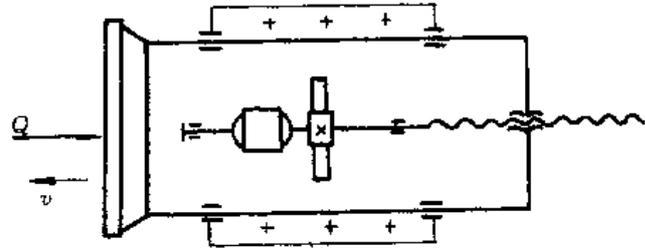
- 1) 当操作者作用于手柄上的力为 150N 时,举起载荷时力作用点至螺旋轴线的距离 l ;
- 2) 当力臂 l 不变时,下降载荷所需的力。

3. 题 3 图所示为螺旋推土机简图。已知推力 $Q = 150 \text{ kN}$,推杆最大行程 $l = 1.5 \text{ m}$,推杆速

度 $v=0.05\text{m/s}$, 试设计此螺旋传动。

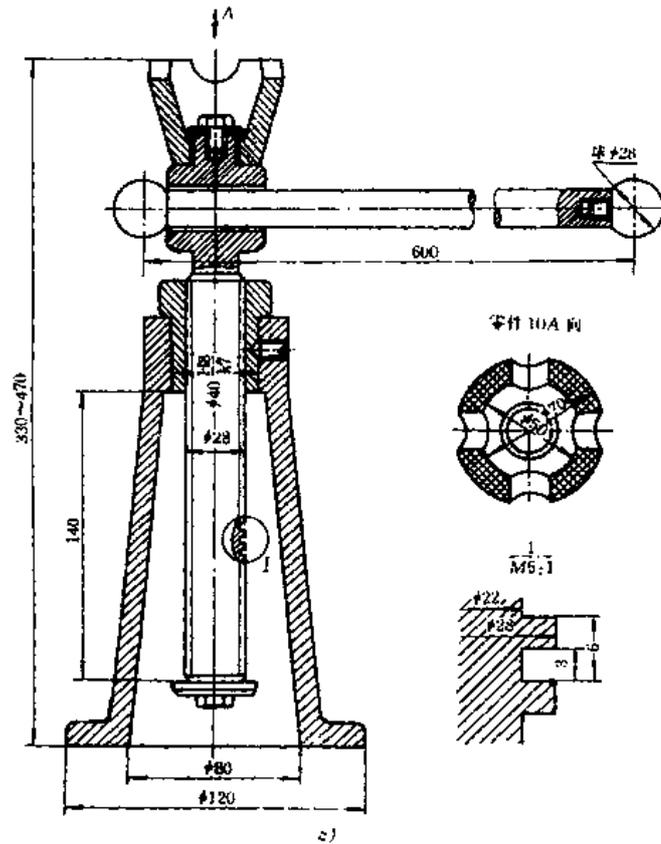


题 2 图



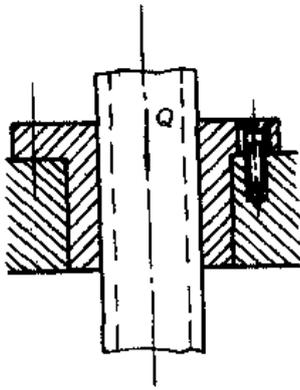
题 3 图 螺旋推土机

4. 设计图示千斤顶螺旋起重器。已知起重量 $Q=30\text{kN}$, 起重高度为 250mm , 螺旋材料为 45 号钢, 螺母材料为 ZQSn10-1。

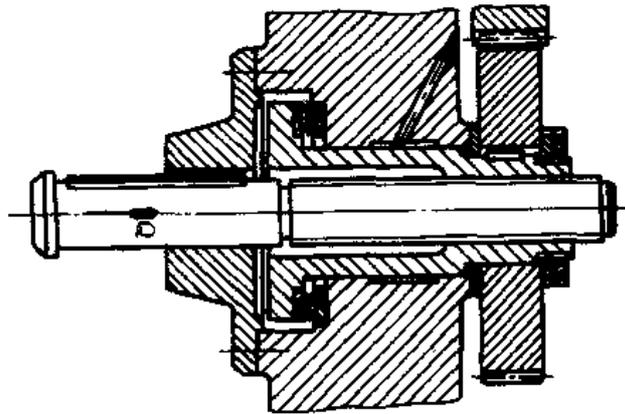


题 4 图

5. 设计如图示人力驱动压力机。已知最大轴向载荷 $Q=50\text{kN}$, 最大压下距离 $h=300\text{mm}$ 。



题 5 图



题 6 图

6. 螺母转动螺杆移动单向传力的螺旋机构。已知 $Q=40\text{kN}$, 螺杆最大移动距离为 150mm 。试设计该传动螺旋。

7. 设计一般磨床横向进给用的普通滑动螺旋。已知螺旋输出功率 $P_2=1\text{kW}$, 螺母移动速度 $v=0.1\text{m/s}$ 。螺距 $S=6\text{mm}$, 螺旋头数 $a=2$, 螺杆工作长度 $l=1\text{m}$, 轴承效率 $\eta_1=0.99$, 螺旋效率 $\eta_2=0.60$ 。

8 试设计一螺纹车床工作台进给用滚动螺旋传动。已知平均工作载荷 $F_m=4000\text{N}$, 螺杆工作长度 $l=1.5\text{m}$, 平均转速 $n_m=120\text{r/min}$, 要求使用寿命 $L_h=15000\text{h}$ 。内循环滚动螺旋。

9. 设计一般机床工作台进给用滚动螺旋传动。已知平均工作载荷 $F_m=5500\text{N}$, 螺杆工作长度 $l=2\text{m}$, 平均转速 $n_m=100\text{r/min}$, 要求使用寿命 $L_h=10000\text{h}$, 外循环滚动螺旋。

带 传 动

在带传动中常用的为平型带和V带传动,还有同步齿形带传动。平型带传动结构最简单,在要求传动中心距较大,转速较高和传动平稳的场合大多采用,而且它在带轮上所受弯曲应力也最小。三角带有三种:标准系列($\frac{b_0}{h} \approx 1.4$),宽系列($\frac{b_0}{h} \approx 2 \sim 4$,用在无级变速器)和窄系列($\frac{b_0}{h} \approx 1.05 \sim 1.1$)。标准系列的传动目前尚在普遍应用中。窄型系列能传递的功率比其他系列大1.5~2倍,可以在较高的弯曲频率下用于较高的速度,另外还有三角形带传动的一种变形——多楔带传动(Multiple V-Belt drive)。

§ 3—1 带传动的基本理论

一、带传动的受力分析

(一)有效拉力和传递功率

在带传动中,传动带以一定初拉力 F_0 紧套在两个带轮上,由于 F_0 的作用,带和带轮接触面上就产生了正压力,带传动未工作时,传动带两边的拉力相等,都等于 F_0 (图3-1,a)。

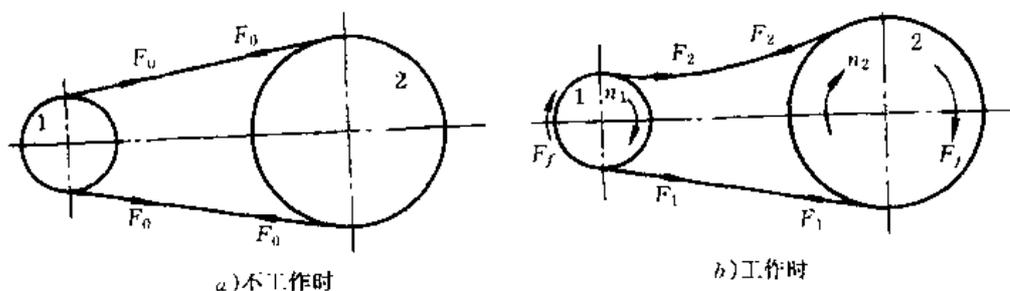


图 3-1 带传动的工作原理

传动带工作时,由于摩擦力的作用,使传动带绕入主动轮的一边被拉得更紧,拉力由 F_0 增大到 F_1 ;而另一边则相应被放松,拉力由 F_0 减少至 F_2 (图3-1,b)。拉力增大的一边称为紧边, F_1 为紧边拉力;拉力减少的一边称为松边, F_2 被称为松边拉力。如果近似地认为带工作时的总长度不变,则带的紧边拉力的增量应等于松边拉力减少量,即

$$\left. \begin{aligned} F_1 - F_0 &= F_0 - F_2 \\ F_1 + F_2 &= 2F_0 \end{aligned} \right\} \quad (3-1)$$

图3-2a为带与带轮受力图(径向箭头表示带轮作用于带上的正压力),当取主动轮一端的带为分离体时,则总摩擦力 F_f 和两边拉力对轴心的力矩的代数和 $\sum T = 0$,即

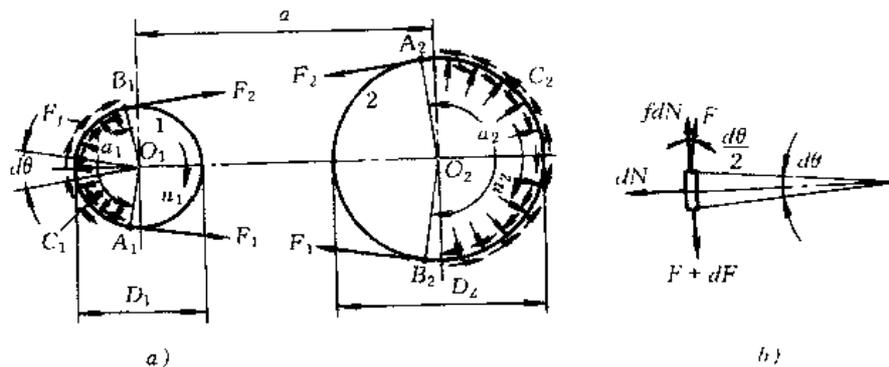


图 3-2 带与带轮的受力分析

$$F_f \frac{D}{2} - F_1 \frac{D_1}{2} + F_2 \frac{D_2}{2} = 0$$

由上式可得

$$F_f = F_1 - F_2$$

在带传动中,有效拉力 F_e 并不是作用某固定点的集中力,而是带和带轮接触面上各点摩擦力的总和,故整个接触面上的总摩擦力 F_f 即等于带传动所传递的有效拉力 F_e ,则由上式关系可知

$$F_e = F_f = F_1 - F_2 \quad (3-2)$$

即带传动所能传递功率 P 为

$$P = \frac{F_e v}{1000}, \text{kW} \quad (3-3)$$

式中 F_e 为有效拉力, N; v 为带的速度, m/s。

将式(3-2)代入式(3-1),可得

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_e}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_e}{2} \end{aligned} \right\} \quad (3-4)$$

由式(3-4)可知,带的两边拉力 F_1 和 F_2 的大小,取决于初拉力 F_0 和带传动的有效拉力 F_e 。而由式(3-3)可知,在带传动的传动能力范围内, F_e 的大小又和传动功率 P 及带的速度有关。当传动的功率增大时,带的两边拉力的差值 $F_e = F_1 - F_2$ 也要相应地增大。带的两边拉力的这种变化,实际上反映了带和带轮接触面上摩擦力的变化。显然,当其他条件不变且初拉力 F_0 一定时,这个摩擦力有一极限值(临界值)。这个极限值就限制着带传动的传动能力。

(二)带传动的最大有效拉力及其影响因素

带传动中,当带有打滑趋势时,摩擦力即达到极限值。这时带传动的有效拉力亦达到最大值。下面来分析最大有效拉力的计算方法及影响因素。

如果略去带沿圆弧运动时离心力的影响,截取微量长度的带为分离体,如图 3-2b 所示,则

$$dN = F \sin \frac{d\theta}{2} + (F + dF) \sin \frac{d\theta}{2}$$

上式中,因 $d\theta$ 很少,可取 $\sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$,并略去二次微量 $dF \sin \frac{d\theta}{2}$,于是得

$$dN = F d\theta$$

$$\text{又} \quad fdN + F \cos \frac{d\theta}{2} = (F + dF) \cos \frac{d\theta}{2}$$

$$\text{取} \quad \cos \frac{d\theta}{2} \approx 1$$

$$\text{故} \quad fdN = dF$$

$$\text{于是可得} \quad dN = F d\theta = \frac{dF}{f}$$

$$\text{或} \quad \frac{dF}{F} = f d\theta$$

$$\text{两边积分} \quad \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \int_0^\alpha f d\theta$$

$$\text{得} \quad \ln \frac{F_1}{F_2} = f\alpha$$

$$\text{即} \quad F_1 = F_2 e^{f\alpha} \quad (3-5)$$

式中 e ——自然对数的底 ($e = 2.718\cdots$)

f ——摩擦系数(对 V 带, 用当量摩擦系数 f_v 代替 f);

α ——带在带轮上的包角, rad。

式(3-5)即为柔韧体摩擦的欧拉公式(Euler's formula)。将式(3-4)代入式(3-5)整理后, 可得出带所能传递的最大有效拉力(即有效拉力的临界值) F_{ec} 为

$$F_{ec} = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} = 2F_0 \frac{1 - 1/e^{f\alpha}}{1 + 1/e^{f\alpha}} \quad (3-6)$$

由式(3-6)可知, 最大有效拉力 F_{ec} 与下列几个因素有关:

1) 初拉力 F_0 最大有效拉力 F_{ec} 与 F_0 成正比。这是因为 F_0 越大, 带与带轮的正压力越大, 则传动时的摩擦力就越大, 最大有效拉力 F_{ec} 也就越大。但 F_0 过大时, 将使带的磨损加剧, 以致松弛过快, 缩短带的工作寿命。如 F_0 过小, 则带传动的能力得不到充分发挥, 运转时容易发生颤动和打滑。

2) 包角 最大有效拉力 F_{ec} 随包角 α 的增大而增大(所以对水平或接近水平装置的带传动, 通常应将松边放在上边以增大包角)。这是因为 α 越大, 带和带轮间的接触面积上所产生的总摩擦力就越大, 传动能力也就越高。

3) 摩擦系数 f 最大有效拉力 F_{ec} 随 f 的增大而增大。这是因为摩擦系数越大, 则摩擦力就越大, 传动能力也就越高。而摩擦系数 f 与带及带轮的材料和表面状况、工作环境条件有关。

平型带的工作面是内表面, 而三角带的工作面则是两个侧面。如图 3-3a 所示, 若平型带以 Q 力压向带轮时, 则平型带工作面上产生正压力 N , 根据平衡条件知:

$$N = Q$$

因此平型带上的摩擦力为

$$F_f = Nf = Qf$$

式中 f ——为摩擦系数。

由图 3-3b 可以看出, 当三角带也以同样大小的 Q 力压向带轮, 则三角带的工作面上产生正压力 N , 由平衡条件 $\sum Y = 0$, 可得

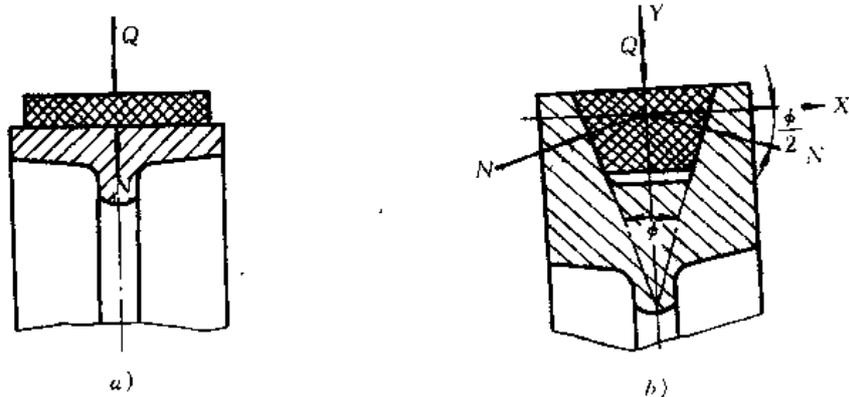


图 3-3 平型带和三角带摩擦力的比较

$$Q - 2N \sin \frac{\phi}{2} = 0$$

故
$$N = \frac{Q}{2 \sin \frac{\phi}{2}}$$

由此得三角带的摩擦力
$$F_f = 2Nf = \frac{Q}{\sin \frac{\phi}{2}} f = Qf_v, f_v = \frac{f}{\sin \frac{\phi}{2}} > f$$

如 $\phi = 34^\circ$, 则
$$F_f = \frac{Q}{\sin 17^\circ} f$$

$$F_f = 3.42Qf$$

可见,在相同条件下,三角带传动的能力是平型带的三倍多。这就是 V 带传动的优点。

二、传动带工作时的应力分析

(一) 传动带工作时的三种应力

1. 紧边拉力和松边拉力所产生的应力

$$\left. \begin{array}{l} \text{紧边} \quad \sigma_1 = \frac{F_1}{A}, \text{MPa} \\ \text{松边} \quad \sigma_2 = \frac{F_2}{A}, \text{MPa} \end{array} \right\} \quad (3-7)$$

式中拉力 F_1, F_2 的单位为 N; A 为带的横剖面面积, mm^2 。

2. 弯曲应力

带绕在带轮上时要引起弯曲应力,带的弯曲应力为

$$\sigma_b \approx E \frac{h}{D}, \text{MPa} \quad (3-8)$$

式中 h ——带外层到中性线的厚度 mm,

D ——带轮的计算直径, mm;

E ——带的抗弯弹性模数, MPa。

由式(3-8)可知, h 越大, D 越小时, 带的弯曲应力 σ_b 越大, 故带绕在小带轮上时弯曲应力 σ_{b1} 大于绕在大带轮上时的弯曲应力 σ_{b2} 。为了避免弯曲应力过大, 带轮直径不能过小。三角带带轮的最小直径列于表 3-1。

表 3-1 三角胶带带轮的最小直径 D_{min} (mm)

型 号	O	A	B	C	D	E	F
D_{min}	71(63)	100(90)	140(125)	200	315	500	800

3. 离心应力

当带以切线速度 v 沿带轮轮缘作圆周运动时,带本身的质量将引起离心力。由于离心力的作用,带的所有剖面上都要产生离心应力 σ_c 。这个离心应力可由下式计算

$$\sigma_c = \frac{qv^2}{Ag}, \text{MPa} \quad (3-9)$$

式中: q ——传动带单位长度的重量, N/m, 表 3-2;

表 3-2 传动带单位长度的重量

型 号	O	A	B	C	D	E	F
q (N/m)	0.6	1.0	1.7	3.0	6.2	9.0	15.2

g ——重力加速度, $g=9.8\text{m/s}^2$;

A ——带的横剖面积, mm^2 ;

v ——带的线速度, m/s 。

(二) 传动带的疲劳强度

图 3-4 表示带在工作时的应力分布情况。带中的最大应力发生在带的紧边开始绕上小带轮处。此最大应力为

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \quad (3-10)$$

由图 3-4 可知,带是处于变应力状态下工作的,即带每绕两轮循环一周时,应力变化四次。当应力循环次数达到一定值后,将使带产生疲劳破坏。

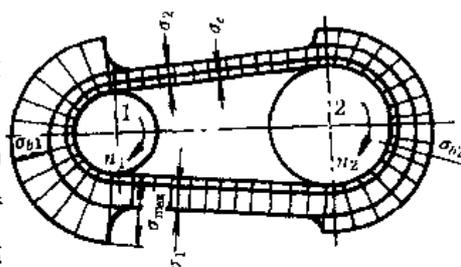


图 3-4 带工作时的应力分布情况

三、带传动的弹性滑动

(一) 弹性滑动

由于传动带为弹性体,在拉力作用下产生弹性伸长,其伸长量随拉力大小而改变,因此,当传动带绕过主动轮时,由于拉力减少而使伸长量减少。如图 3-5 所示,带上 B' 点相对带轮上的 B 点往回收缩了一点,带与带轮间出现微量局部滑动。这种由弹性变形量改变而产生的滑动现象称为弹性滑动 (Elastic Creep); 带速 v 将小于主动轮的圆周速度 v_1 。当传动带绕过从动轮时,这时则从动轮的圆周速度 v_2 将小于带速 v 。可见由于弹性滑动的存在,使 $v_2 < v < v_1$, 即从动轮的圆周速度低于主动轮的圆周速度。带传动工作时必然是紧边和松边拉力不相等的,因此弹性滑动是无法避免的一种自然现象。紧边拉力与松边拉力相差愈大,即有效拉力 F_e 愈大时,弹性滑动也就愈严重。当有效拉力 F_e 达到最大(临界)值 F_{ec} 时,如果工作载荷再进一步增大,则带与带轮就将发生剧烈的相对滑动,即产生打滑 (Slipping),这将引起带的磨损加剧和传动效率显著的降低,开始导致传动失效,这种情况应当避免。

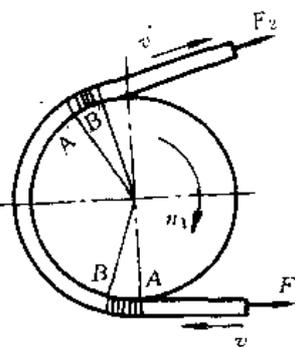


图 3-5 弹性滑动

(二) 滑动率及传动比

由于弹性滑动的影响,将使从动轮的圆周速度 v_2 低于主动轮的圆周速度 v_1 ,其降低量可以用滑动率(Rate of Creep)来表示

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \times 100\%$$

或 $v_2 = (1 - \varepsilon)v_1$ (3-11)

其中
$$\left. \begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \\ v_2 &= \frac{\pi D_2 n_2}{60 \times 1000} \end{aligned} \right\} \quad (3-12)$$

式中: n_1, n_2 ——主动轮和从动轮的转速, r/min。

将式(3-12)代入式(3-11),可得

$$D_2 n_2 = (1 - \varepsilon) D_1 n_1$$

因而带传动的实际平均传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1} \quad (3-13)$$

在一般传动中,因滑动率不大($\varepsilon = 1\% \sim 2\%$),可以不计,因而传动比为

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (3-14)$$

四、带传动的失效形式和计算准则

(一) 带传动的失效形式

根据前面的分析可知,带传动的主要失效形式即为打滑和疲劳破坏。

(二) 带传动的计算准则

带传动的设计准则应为:在保证带传动不打滑的条件下,具有一定的疲劳强度和寿命。

由式(3-2)、(3-5)及(3-8),并对三角带用当量摩擦系数 f_v 代替平面摩擦系数 f ,则可推导出

$$F_{ec} = F_1 \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) = \sigma_1 A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (3-15)$$

再由式(3-10)可知,三角胶带的疲劳条件为

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_{b1} + \sigma_c \leq [\sigma] \\ \sigma_1 &\leq [\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c \end{aligned} \quad (3-16)$$

式中 $[\sigma]$ 为在一定条件下,由带的疲劳强度所决定的许用应力。

将式(3-16)代入式(3-15),则得

$$F_{ec} = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) \quad (3-17)$$

将式(3-17)代入式(3-3),则可得出单根三角胶带所允许传递的功率为

$$P_0 = \frac{([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) \left(1 - \frac{1}{e^{f_v \alpha}} \right) A v}{1000}, \text{ kW} \quad (3-18)$$

实际应用的带传动,其计算功率 P_{ca} 若小于或等于 P_0 ,则可以满足其正常工作而不会产生失效。

(三) 传动带允许传递的功率

由实验求得在 $10^8 \sim 10^9$ 次循环应力下, 三角胶带的许用应力为

$$[\sigma] = \sqrt[11.1]{\frac{CL}{3600jL_h v}}, \text{MPa} \quad (3-19)$$

式中: L ——带长, m;

j ——带上某一点绕行一周时所绕过的带轮数;

L_h ——胶带寿命, h;

C ——由带的材料和结构决定的实验常数。

将 $[\sigma]$ 及式(3-8)和(3-9)代入式(3-18), 得出包角 $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、平稳工作条件下, 单根三角胶带的许用功率的计算公式为

$$P_0 = 10^{-3} \left(\sqrt[11.1]{\frac{CL}{7200L_h v^{-0.09} - \frac{Eh}{D_1} - \frac{qv^2}{Ag}}} \right) \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}} \right) Av, \text{kW} \quad (3-20)$$

由式(3-20)计算的各种型号的单根三角胶带的许用功率, 见表 3-3。

表 3-3 在包角 $\alpha = 180^\circ$ 、特定长度、工作平稳情况下,
单根普通 V 带的许用功率值 P_0 (kW)

型 号	O	A	B	C	D	E	
小带轮基 准直径 D_1 (mm)	63	90	125	200	315	500	
	71	100	140	224	355	550	
	80	112	160	250	400	630	
	≥ 90	≥ 125	≥ 180	≥ 280	≥ 450	≥ 710	
V 带 速 度 (m/s)	1	0.13	0.23	0.38			
		0.14	0.25	0.43			
		0.15	0.27	0.47			
		0.16	0.29	0.51			
	2	0.23	0.41	0.68	1.34	2.70	
		0.25	0.45	0.77	1.50	3.07	
		0.25	0.49	0.86	1.63	3.39	
		0.30	0.53	0.93	1.75	3.67	
	3	0.31	0.6	0.94	1.86	3.37	
		0.35	0.62	0.107	2.09	4.27	
		0.39	0.69	1.21	2.29	4.74	
		0.42	0.75	1.31	2.48	5.18	
	4	0.39	0.71	1.18	2.34	4.66	
		0.44	0.80	1.35	2.65	5.40	
		0.49	0.88	1.53	2.91	6.03	
		0.53	0.95	1.67	3.16	6.11	
	5	0.47	0.81	1.36	2.78	5.53	10.18
		0.53	0.95	1.58	3.17	6.44	11.20
		0.59	1.06	1.80	3.50	7.24	12.14
		0.64	1.15	1.98	3.80	7.95	12.99
	6	0.54	0.97	1.60	3.20	6.34	11.78
		0.62	1.10	1.86	3.66	7.43	13.01
		0.69	1.22	2.13	4.06	8.39	14.13
		0.75	1.33	2.34	4.43	9.24	15.15
	7	0.60	1.08	1.79	3.59	7.08	13.31
		0.69	1.23	2.09	4.13	8.36	14.73
		0.78	1.38	2.41	4.59	9.49	16.03
		0.85	1.51	2.65	5.02	10.48	17.25

续表

型号	O	A	B	C	D	E	
小带轮基 准直径 D_1 (mm)	63	90	125	200	315	500	
	71	100	140	224	355	550	
	80	112	160	250	400	630	
	≥ 90	≥ 125	≥ 180	≥ 280	≥ 450	≥ 710	
V 带 速 度 (m/s)	8	0.67	1.19	1.93	3.95	7.79	14.76
		0.77	1.37	2.31	4.57	9.25	16.39
		0.87	1.53	2.67	5.10	10.52	17.89
		0.95	1.68	2.95	5.60	11.72	19.24
	9	0.72	1.30	2.13	4.30	8.46	16.17
		0.84	1.49	2.52	5.00	10.10	17.98
		0.95	1.68	2.93	5.60	11.55	19.69
		1.04	1.85	3.24	6.15	12.81	21.23
	10	0.78	1.39	2.26	4.62	9.06	17.44
		0.91	1.61	2.71	5.39	10.68	19.49
		1.03	1.82	3.16	6.05	12.49	21.40
		1.13	2.00	3.52	6.67	13.89	23.05
	11	0.82	1.48	2.42	4.91	9.61	18.69
		0.97	1.72	2.89	5.76	11.61	20.92
		1.10	1.95	3.39	6.49	13.39	23.00
		1.21	2.15	3.78	7.16	14.91	24.86
	12	0.85	1.56	2.54	5.19	10.12	19.84
		1.10	1.82	2.06	6.11	12.31	22.28
		1.15	2.07	3.60	6.90	12.24	24.57
		1.27	2.29	4.03	7.65	15.92	26.60
	13	0.90	1.63	2.65	5.43	10.57	20.92
		1.06	1.91	3.21	6.43	12.93	23.58
		1.22	2.18	3.80	7.29	15.02	26.02
		1.35	2.2.42	4.26	8.09	16.87	28.22
	14	0.93	1.69	2.74	5.65	10.97	21.92
		1.12	1.99	3.35	6.72	13.51	24.77
		1.28	2.29	3.98	7.65	15.76	27.41
		1.42	2.54	4.47	8.51	17.73	29.78
	15	0.96	1.74	2.82	5.84	11.30	22.82
		1.16	2.07	3.43	6.99	14.03	23.88
		1.34	2.39	4.15	7.98	16.45	28.73
		1.49	2.66	4.68	8.90	18.57	31.24
	16	0.99	1.79	2.88	6.00	11.60	23.66
		1.20	2.14	3.58	7.24	14.50	26.91
		1.39	2.48	4.30	8.30	17.06	29.97
		1.55	2.76	4.86	9.27	19.32	32.63
17	1.01	1.83	2.94	6.14	11.82	24.42	
	1.23	2.20	3.67	7.45	14.91	27.85	
	1.43	2.56	4.44	8.58	17.65	31.10	
	1.60	2.86	5.04	9.61	20.04	33.97	
18	1.02	1.86	2.98	6.26	12.00	25.11	
	1.26	2.25	3.75	7.64	15.28	28.76	
	1.47	2.63	4.56	8.83	18.19	32.17	
	1.65	2.95	5.20	9.94	20.72	35.24	
19	1.02	1.87	2.99	6.33	12.10	25.62	
	1.27	2.28	3.81	7.79	15.55	29.51	
	1.49	2.68	4.67	9.05	18.60	33.12	
	1.63	3.03	5.33	10.22	21.28	36.37	

续表

型号		O	A	B	C	D	E
小带轮基 准直径 D_1 (mm)		63	90	125	200	315	500
		71	100	140	224	355	550
		80	112	160	250	400	630
		≥ 90	≥ 125	≥ 180	≥ 280	≥ 450	≥ 710
V 带 速 度 (m/s)	20	1.03	1.88	2.99	6.39	12.19	26.18
		1.29	2.32	3.86	7.93	15.80	30.23
		1.53	2.74	4.76	9.25	19.02	34.02
		1.73	3.10	5.46	10.48	21.83	37.42
	21	1.04	1.87	2.96	6.38	12.11	26.48
		1.31	2.33	3.88	8.01	15.92	30.78
		1.56	2.77	4.83	9.40	19.28	34.47
		1.77	3.16	5.56	10.68	22.25	37.52
	22	1.02	1.86	2.93	6.36	12.02	26.78
		1.30	2.34	3.88	8.07	16.03	31.28
		1.57	2.80	4.88	9.52	19.55	35.42
		1.79	3.20	5.65	10.87	22.66	39.18
	23	1.00	1.84	2.87	6.31	11.87	26.98
		1.30	2.34	3.87	8.09	16.06	31.64
		1.57	2.82	4.91	9.61	19.73	36.00
		1.80	3.23	5.71	11.01	22.97	39.90
	24	0.96	1.80	2.79	6.22	11.61	27.02
		1.27	2.32	3.83	8.06	15.95	31.90
		1.56	2.83	4.92	9.66	19.83	36.44
		1.80	3.26	5.76	11.11	23.20	40.50
	25	0.94	1.75	2.70	6.09	11.32	26.98
		1.25	2.29	3.78	8.02	15.85	32.06
		1.56	2.82	4.91	9.68	19.88	36.80
		1.81	3.27	5.79	11.20	23.40	41.08
	26		1.69	2.58	5.94	10.93	26.82
			2.25	3.70	7.94	15.67	32.17
			2.80	4.87	9.66	19.82	34.03
			3.28	5.79	11.27	23.48	41.05
	27		1.62	2.43	5.73	10.47	26.53
			2.20	3.61	7.81	15.36	32.04
			2.77	4.82	9.60	19.70	37.16
			3.26	5.77	11.27	23.52	41.75
	28		1.53	2.27	5.48	9.90	26.10
			2.14	3.49	7.64	14.99	31.82
			2.72	4.75	9.49	19.49	37.13
			3.23	5.74	11.20	23.40	41.85
29		1.42	2.06	5.16	9.19	25.50	
		2.05	3.32	7.40	14.47	31.14	
		2.66	4.63	9.31	19.13	36.86	
		3.18	5.65	11.10	23.19	41.85	
30		1.30	1.86	4.84	8.32	24.83	
		1.96	3.16	7.15	13.79	30.98	
		2.58	4.52	9.13	18.62	36.62	
		3.13	5.57	10.98	22.82	41.70	

§ 3—2 普通三角胶带传动设计计算

一、普通 V 胶带的规格

普通 V 胶带的规格、尺寸、各型号截面尺寸见表 3-4。普通 V 胶带长度以内周长度 L_i 作为公称长度，计算时则用通过截面中性层的周长为基准长度 L_d 。三角胶带的长度系列见表 3-5。

表 3-4 三角胶带剖面尺寸

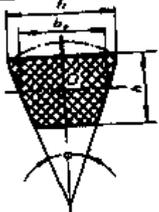
	带型	Y	Z(0)	A	B	C	D	E	F
	顶宽 b (mm)	6	10	13	17	22	32	38	50
	节宽 b_p (mm)	5.3	8.5	11	14	19	27	32	42
	高度 h (mm)	4	6	8	10.5	13.5	19.0	23.5	30.0
	剖面面积 A (mm ²)		47	81	138	230	476	692	1170
	楔角 φ	40°							

表 3-5 三角胶带的长度

内周长度 L_i (mm)	基准长度 L_d (mm)							配组公差
	O	A	B	C	D	E	F	
450	475							
500	525							
560	585	593						
630	655	663	670					2
710	735	743	750					
800	825	833	840					
900	925	933	940					
1000	1025	1033	1040					
1120	1145	1153	1160					
1250	1275	1283	1290	1309				
1400	1425	1433	1440	1459				
1600	1625	1633	1640	1659				
1800	1825	1833	1840	1859				4
2000	2025	2033	2040	2059				
2240		2273	2280	2299				
2500		2533	2540	2559				
2800		2833	2840	2859				8
3150		3183	3190	3209	3226			
3550		3583	3590	3609	3626			

内周长度 L_i (mm)	基准长度 L_d (mm)							配组公差
	O	A	B	C	D	E	F	
4000		4033	4040	4059	4076			12
4500			4540	4559	4576	4596		20
5000			5040	5059	5076	5096		
5600			5640	5659	5076	5696		
6300				6359	6376	6396	6419	
7100				7159	7176	7169	7219	
8000				8059	8076	8096	8119	32
9000				9059	9076	9096	9119	
10000					10076	10096	10119	
11200					11276	11296	11319	
12500						12596	2619	
14000						14096	14119	48
16000						16096	16119	

二、普通三角胶带传动的几何计算

(一) 传动带基准长度

由图 3-6 可得到

$$\begin{aligned}
 L'_d &= \widehat{AB} + \widehat{CD} + \overline{AD} + \overline{BC} \\
 &= \frac{\alpha_1 D_1}{2} + \frac{\alpha_2 D_2}{2} + 2 \overline{BC} \\
 &= (\pi - 2\beta) \frac{D_1}{2} + (\pi + 2\beta) \frac{D_2}{2} \\
 &\quad + 2a \cos \beta \\
 &= \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \beta (D_2 - D_1) + \\
 &\quad 2a \sqrt{1 - \sin^2 \beta}
 \end{aligned}$$

取 $\beta \approx \sin \beta = \frac{D_2 - D_1}{2a}$, 代入上式得

$$L'_d \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}, \text{mm} \quad (3-21)$$

由表 3-5 选取与 L'_d 相近的标准普通 V 带的基准长度 L_d 和与 L_d 对应的公称长度(内周长) L_i 。

(二) 中心距 a

由式(3-21)得

$$a \approx \frac{2L_d - \pi(D_1 + D_2) + \sqrt{[2L_d - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (3-22)$$

(三) 包角 α

传动带与带轮接触弧长所对中心角为包角。由图 3-6 可得小带轮上的包角

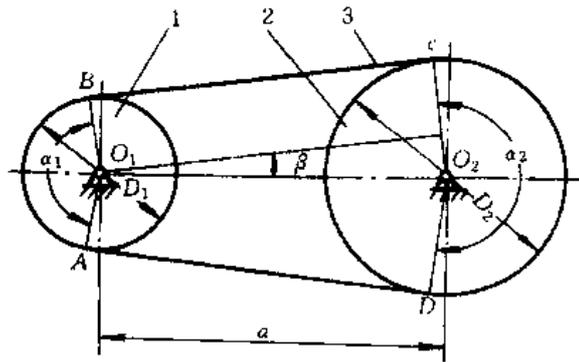


图 3-6 带传动几何计算图

$$\alpha_1 = \pi - 2\beta$$

β 角很小, 故取 $\beta \approx \frac{D_2 - D_1}{2a}$, 则

$$\alpha_1 \approx \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} \text{ rad} \approx 180^\circ - \frac{60^\circ(D_2 - D_1)}{a} \quad (3-23)$$

一般要求 $\alpha \geq 120^\circ$, 如 α_1 小于此值, 则应增大中心距 a 或加张紧轮。

三、传动参数的选择

为使带传动有较高的工作能力和使用寿命, 应合理选择确定其传动参数, 主要有

(一) 传动比 i

在中心距 a 一定时, 传动比 i 愈大, 则 $D_2 - D_1$ 也愈大, 因此由式 (3-23) 可知小带轮上包角 α_1 将减小, 从而降低了传动工作能力。同时传动比过大则大带轮直径过大, 使传动装置外廓尺寸增大。一般三角胶带的传动比 $i \leq 7$, 特殊情况下可达 $i = 10$, 推荐的传动比范围为 $i = 2 \sim 5$ 。

(二) 带轮直径

三角胶带带轮以通过轮槽水平宽度为 d_f 处的基准直径为公称直径, 简称三角带轮直径。为了减小弯曲应力, 延长传动带的寿命, 应选取较大的小带轮直径 D_1 。带轮直径增大时, 圆周力也减小, 胶带根数也较少, 但整个传动结构尺寸将增大。一般应选取比 D_{\min} 略大些的直径 D_1 , D_{\min} 见表 3-1。

带轮的标准直径见表 3-6。

表 3-6 带轮的标准直径

50	56	63	67	71	75	80	90	95	100	106	112	118	125	132	140	150	160
170	180	209	212	224	236	250	265	280	300	315	355	375	400	425	450	475	500
530	560	600	670	670	710	750	800	900	1000	1060	1120	1250	1400	1500	1400	1800	1900
2000	2240	2500															

(三) 胶带速度 v

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}, \text{ m/s} \quad (3-24)$$

式中 n_1 —— 小带轮转速, m/s

由于功率 $P = \frac{F_c v}{1000}$ kW, 因此传递一定功率时, 带速越高, 则有效拉力可以减小, 带传动所受的拉力较小, 可以使胶带根数较少。但带速过大时, 单位时间内, 长度一定的传动带绕过带轮的次数较多, 应力循环变化次数较多, 而使带的工作寿命(小时数)减少。此外, 带速的增加也使传动带绕过带轮的离心力增大, 而降低了带和带轮间的正压力, 减少了摩擦力, 使传动工作能力降低。因此一般带速在 5~25m/s 以内为宜; 最有利的带速为 $v = 20 \sim 25$ m/s。如果采用 O、A、B、C 型的, 带速 $v > 25$ m/s 或 D、E、F 型时, $v > 30$ m/s, 则应重选小带轮直径 D_1 , 使带速降低到适宜的范围内。

四、三角胶带的根数计算

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 K_a K_f + \Delta P_0) K} \leq 10 \quad (3-25)$$

式中 P_{ca} ——计算功率(kW), $P_{ca}=K_A P$, P 为需要传递的名义功率;
 K_A ——工况系数,表 3-7。

表 3-7 工况系数 K_A

载 荷 性 质	工 作 机	原 动 机					
		交流电动机(普通 转矩鼠笼式、同步 电动机),直流电 动机(并激); $n >$ 600r/min 的内燃 机			交流电动机(大转 矩、大滑差率、单 相、滑环),直流电 动机(复激、串 激);单缸发动机; $n \leq 600$ r/min 的内 燃机		
		一天运转时间(h)					
		<10	10~16	>16	<10	10~16	>16
载 荷 平 稳	液体搅拌机,离心式水泵,鼓风机和通风机(<7.5kW)、发电机、旋转式水泵、机床、剪床、压力机、印刷机、振动筛	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
载 荷 变 动 小	带式输送机(运送砂、石、谷物)、通风机(>7.5kW)、发电机、旋转式水泵、机床、剪床、压力机、印刷机、振动筛	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
载 荷 变 动 较 大	螺旋式输送机、斗式提升机、往复式水泵和压缩机、锻锤、粉碎机、锯木机和木工机械、纺织机	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
载 荷 变 动 很 大	破碎机(旋转式、颚式)、球磨机、棒磨机、起重机、挖掘机、橡胶辊压机	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

注:在反复起动、正反转频繁、工作条件恶劣等场合, K_A 值应乘 1.1;增速传动 K_A 值应乘以 1.2;当在松边外侧加张紧轮时, K_A 应乘以 1.1。

K_α ——考虑包角不同时影响系数,简称包角系数,表 3-8。

表 3-8 包角系数

包角, α	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°	110°	100°	90°
K_α	1.0	.98	0.95	0.92	0.89	0.86	0.82	0.78	0.73	0.68

K_L ——考虑带的长度不同时影响系数,表 3-9。

表 3-9 长度系数 K_L

内周长度 L_1 (mm)	K_L				内周长度 L_2 (mm)	K_L					
	O	A	B	C		A	B	C	D	E	F
450	0.89				2800	1.11	1.05	0.95			
500	0.91				3150	1.13	1.07	0.91	0.86		
560	0.94	0.80			3550	1.17	1.10	0.98	0.89		
630	0.96	0.81	0.78		4000	1.19	1.13	1.02	0.91		
710	0.99	0.82	0.79		4500		1.15	1.04	0.93	0.90	

续表

内周长度 L_1 (mm)	K_L				内周长度 L_2 (mm)	K_L					
	O	A	B	C		A	B	C	D	E	F
800	1.00	0.85	0.80		5000		1.18	1.07	0.96	0.92	
900	1.03	0.87	0.81		5600		1.20	1.09	0.98	0.95	
1000	1.06	0.89	0.84		6300			1.12	1.00	0.97	0.91
1120	1.08	0.91	0.86		7100			1.15	1.03	1.00	0.94
1250	1.11	0.93	0.88	0.80	8000			1.18	1.06	1.02	0.97
1400	1.14	0.96	0.90	0.81	9000			1.22	1.08	1.05	1.00
1600	1.16	0.99	0.93	0.84	10000				1.11	1.07	1.03
1800	1.18	1.01	0.95	0.85	11200				1.14	1.10	1.06
2000	1.20	1.03	0.98	0.88	11500					1.12	1.09
2240		1.06	1.00	0.91	14000					1.15	1.13
2500		1.09	1.03	0.93	16000					1.18	1.16

K ——考虑带的材质情况系数,简称材质系数,对于棉帘布和棉线绳结构的胶带,取 $K=1$ ^①;对于化学纤维线绳结构的胶带取 $K=1.33$ ^②。

① 有的书上取 $K=0.75$;

② 有的书上取 $K=1$ 。

P_0 ——意义同前,表 3-3;

ΔP_0 ——计入传动比的影响,单根带所能传递的功率的增量(因 P_0 是在 $\alpha=180^\circ$,即 $D_1=D_2$ 的条件下计算的;而当传动比增大时,从动轮直径就越比主动轮大,带绕上从动轮的弯曲应力就越比绕上主动轮时的小,故其传动能力有所提高),其计算公式为

$$\Delta P_0 = 0.0001 \Delta T n_1 \text{ kW} \quad (3-26)$$

式中: ΔT ——单根胶带所能传递的扭矩的修正值, $\text{N} \cdot \text{m}$,表 3-10。

表 3-10 单根胶带所能传递时扭矩修正值 ΔT ($\text{N} \cdot \text{m}$)

胶带型号	传 动 比 i							
	1.03~1.07	1.08~1.13	1.14~1.2	1.21~1.3	1.31~1.4	1.41~1.6	1.61~2.39	>2.4
O	0.08	0.15	0.23	0.30	0.32	0.38	0.4	0.5
A	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
B	0.5	1.1	1.6	2.1	2.3	2.6	2.9	3.1
C	1.5	2.9	4.4	5.8	6.6	7.3	8.0	9.0
D	5.2	10.3	15.5	21.0	23.0	26.0	28.4	31.0
E	10	20	29	3.9	44	49	53.4	58

n_1 ——主动轮的转速, r/min。

在确定三角胶带的根数 Z 时, 为了使各根胶带受力比较均匀, 根数不宜太多 (通常 $Z \leq 10$), 否则应改选带的型号, 重新计算。

五、确定初拉力 F_0 和对轴压力 Q 计算

(一) 初拉力 F_0

适当的拉力是保证胶带传动正常工作的主要参数之一。初拉力过小, 摩擦力小, 就不能传递所需的功率, 会出现打滑现象。初拉力过大会使胶带寿命降低, 轴及轴承的压力也增大, 还会使胶带容易松弛, 所以, 为了保证传动传递所需的功率, 而不打滑又能保证带具有一定的寿命, 适当的单根胶带的初拉力是必需的。

单根胶带的初拉力 F_0 的计算也是以欧拉公式为依据的。考虑离心力时, 欧拉公式为

$$\frac{F_1 - \frac{qv^2}{g}}{F_2 - \frac{qv^2}{g}} = e^{f_v \alpha_1}$$

代入 $F_1 = F_0 + \frac{F_c}{2}$ 和 $F_2 = F_0 - \frac{F_c}{2}$

$$\frac{F_0 + \frac{F_c}{2} - \frac{qv^2}{g}}{F_0 - \frac{F_c}{2} + \frac{qv^2}{g}} = e^{f_v \alpha_1}$$

移项整理后得

$$F_0 = \frac{F_c}{2} \left(\frac{2e^{f_v \alpha_1}}{e^{f_v \alpha_1} - 1} \right) + \frac{qv^2}{g} \quad (3-27)$$

根据式(3-3), 可得单根三角带的有效应力为

$$F_{\sigma} = \frac{1000P_c}{zv}$$

代入式(3-27), 得

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left(\frac{2e^{f_v \alpha_1}}{e^{f_v \alpha_1} - 1} - 1 \right) + \frac{qv^2}{g}$$

当 $\alpha_1 = \pi, e^{f_v \alpha_1} = 5$ 时

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left(\frac{2 \times 5}{4} - 1 \right) + \frac{qv^2}{g}$$

当 $\alpha_1 \neq \pi, e^{f_v \alpha_1} \neq 5$ 时, 上式应改为

$$F_0 = \frac{500P_c}{zv} \left\{ \frac{2 \times 5}{4 \left[\frac{(e^{f_v \alpha_1} - 1)}{e^{f_v \alpha_1}} \right] - 1} - 1 \right\} + \frac{qv^2}{g}$$

令 $K_a = \frac{(e^{f_v \alpha_1} - 1)/e^{f_v \alpha_1}}{4/5}$, 则上式可写成:

$$F_0 = \frac{500P_c}{Zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + \frac{qv^2}{g}, \text{ N} \quad (3-28)$$

式中各符号意义同前。

由于新带容易松弛, 所以对非自动张紧的带传动, 安装新带时的初拉力应为上述初拉力 F_0 的 1.5 倍。

初拉力的测量 安装三角带时,应保证初拉力 F_0 。由式(3-28)计算出的数值。为了测量初拉力,在带与带轮切点间的跨距 l 的中点,垂直于带长加载荷 G (图 3-7)。

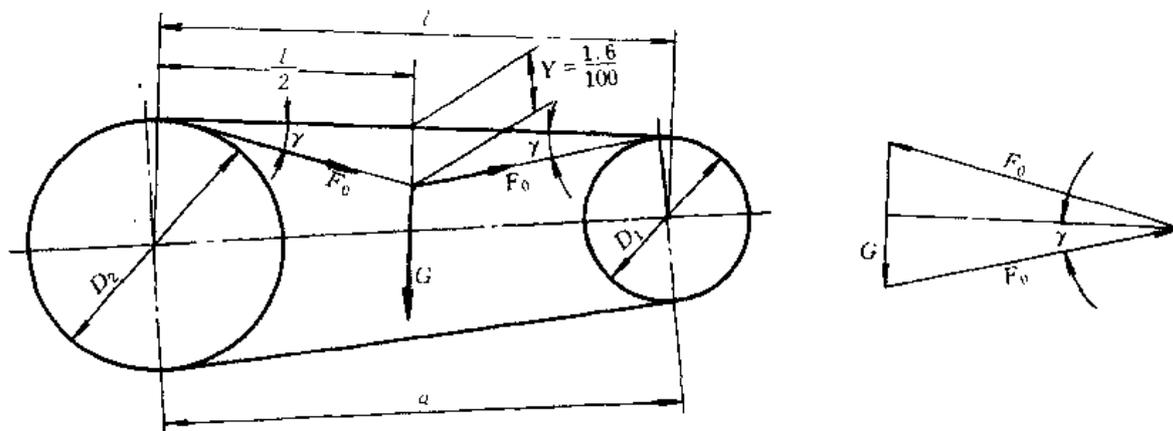


图 3-7 初拉力 F_0 的测量

若忽略加上 G 之后初拉力的改变,则由图 3-7 可知 $\sin\gamma = \frac{G}{2F_0}$

取 $\sin\gamma \approx \text{tg}\gamma = \frac{2y}{l}$, 可得挠度 y 为

$$y \approx \frac{Gl}{4F_0}, \text{ mm} \quad (3-29)$$

式中 G ——载荷, N, 其值可参照表 3-11 选取。

表 3-11 载荷 G 值

胶带型号	O	A	B	C	D	E	F
$G(\text{N})$	5~6	9~11	15~19	25~32	52~69	77~97	142~164

注: 1. 主动轮直径小时取低值, 直径大时取高值, 中、高速时可适当减小。

2. 新三角胶带 G 值可增加 1.5 倍。

3. 棉布布或棉线绳结构三角带取较小值, 化学纤维结构取较高值。

l ——跨距, mm, 按下式计算

$$l = \sqrt{a^2 - \left(\frac{D_2 - D_1}{4}\right)^2}$$

式中 a 为中心距, mm;

F_0 ——单根三角带的初拉力, 应代人由式(3-28)计算的数值, N。

当 G 值选定后, 根据 l 值用式(3-29)可求出 y 值, 然后对三角带的挠度进行测量。测量时, 调整中心距 a 以满足 l 和 y 的对应关系。每次调整, l 值和 y 值均有改变; 若考虑到 G 对 F_0 的影响, y 值则较用式(3-29)求出的值小。

(二) 压轴力 Q

为了设计安装带轮的轴和轴承, 必须确定带传动作用在轴上的压力 Q 。如果不考虑带的两边的拉力差, 则作用在轴上的压力, 可以近似地按带两边的初拉力 F_0 的合力来计算(图 3-8)。即

$$\begin{aligned}
 Q &= 2ZF_0 \cos \frac{\beta}{2} = 2ZF_0 \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\alpha_1}{2} \right) \\
 &= 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}
 \end{aligned}
 \tag{3-30}$$

式中符号及意义同前。

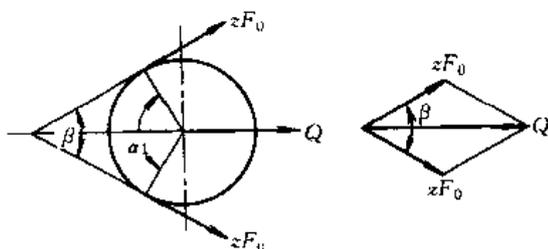


图 3-8 带传动作用在轴上的力

六、三角带传动的带轮设计

(一) 对带轮设计的主要要求

质量轻；结构工艺性好（易于制造）；无过大的铸造内应力；质量分布均匀；转速高时要经过动平衡试验；轮槽工作面要精加工（表面粗糙度一般为 3.2），以减少带的磨损；各槽的尺寸和角度应保持一定的精度，以使载荷分布较为均匀等。

(二) 带轮的材料

一般采用铸铁，常用的材料为 HT150 或 HT200，转速较高时采用铸钢（或用钢板冲压后焊结面成）；小功率时可用铸铝或塑料。

(三) 结构尺寸

铸铁制 V 带轮的典型结构有以下几种形式：(1) 实心式（图 3-9a）；(2) 腹板式（图 3-9b）；(3) 孔板式（图 3-9c）；(4) 椭圆剖面的轮辐式（图 3-9d）。

带轮基准直径 $D \leq (2.5 \sim 3)d$ (d 为轴的直径)，可采用实心式； $D \leq 300\text{mm}$ 时，可采用腹板式（当 $D_1 - d_1 \geq 100$ 时，可采用孔板式）； $D \geq 300\text{mm}$ 时，可采用轮辐式。

带轮的结构设计，主要是根据带轮的基准直径选择形式；根据带的型号确定轮槽尺寸（表 3-12）；带轮的其他尺寸可参考图 3-9 所列经验公式计算。确定了带轮的各部分尺寸后，即可绘制出零件图，并按工艺要求注出的技术条件等。

结构尺寸	计算用经验公式	结构尺寸	计算用经验公式
d_1	$d_1 = (1.8 \sim 2)d$, d ——轴的直径	h_2	$h_2 = 0.8h_1$
D_0	$D_0 = 0.5(D_1 + d_1)$	b_1	$b_1 = 0.4h_1$
d_0	$d_0 = (0.2 \sim 0.3)(D_1 - d_1)$	b_2	$b_2 = 0.8b_1$
S_0	$S_0 = d_0$	f_1	$f_1 = 0.2h_1$
L	$L = (1.5 \sim 2)d$, 当 $B < 1.5d$ 时, $L = B$	f_2	$f_2 = 0.2h_2$
h_1	$h_1 = \sqrt[3]{\frac{F_e D}{0.8Z_s}}$ 式中 D ——基准直径, mm F_e ——有效拉力, N Z_s ——轮辐数	S	$S = \left(\frac{1}{7} \sim \frac{1}{4}\right)B$, 其最小值 S_{\min} 见下表:

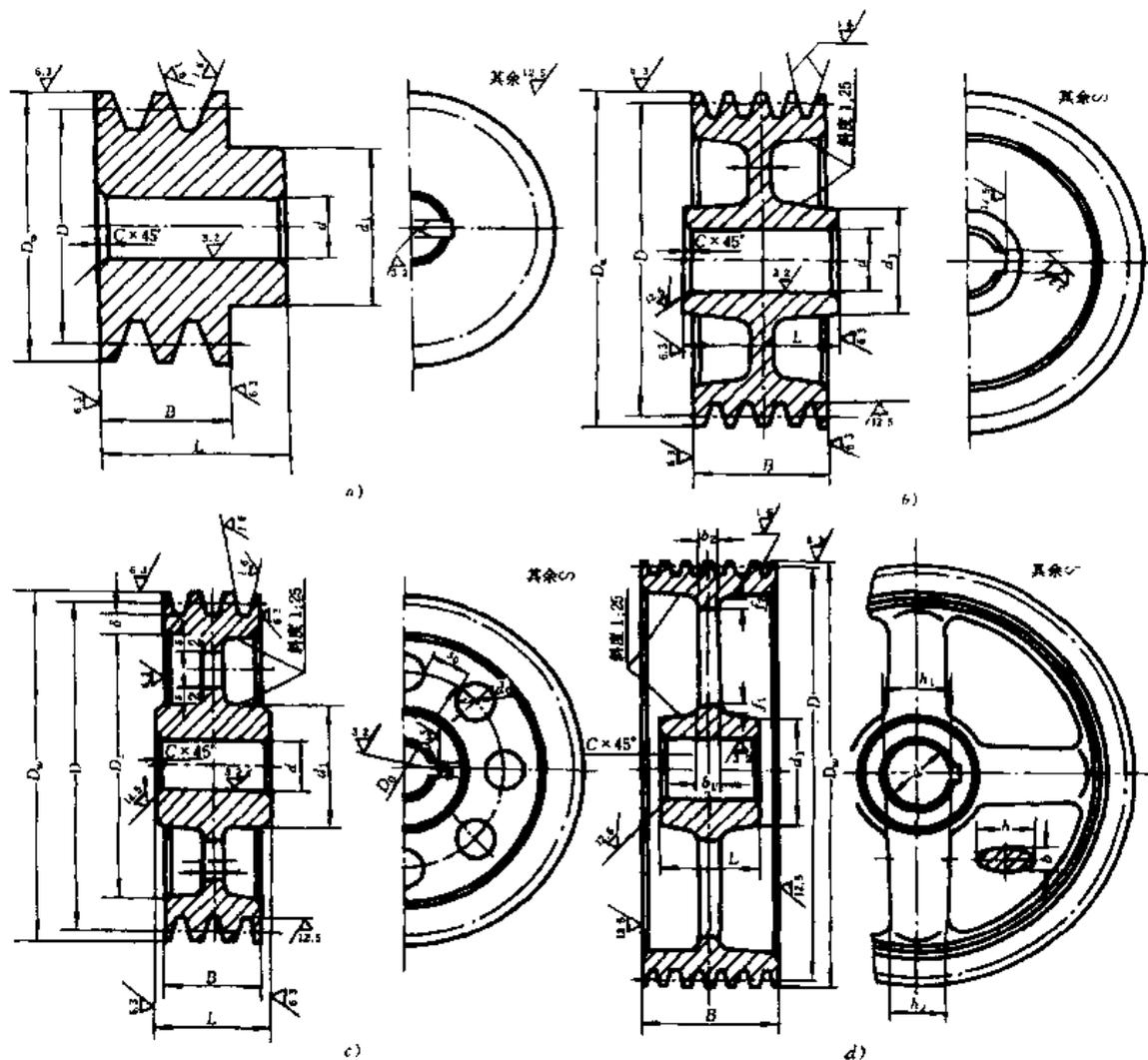


图 3-9 普通三角带带轮的结构

型 号	O	A	B	C	D	E	F
S_{min}	8	10	14	18	22	28	34

七、三角带传动的设计步骤

(一)原始数据和设计内容

1. 原始数据 设计 V 带传动时给定的原始数据为：传递的功率 P 、转数 n_1 、 n_2 （或传动比）、传动位置要求及工作条件。
2. 设计内容：确定带的型号、带的长度和根数、传动中心距及带轮直径和结构尺寸等。

(二)设计步骤和方法

1. 选择 V 带型号

根据计算功率 P_{ca} 和转速 n_1 ，由图 3-10 选择 V 带型号。

表 3-12 普通 V 带轮的轮槽尺寸 mm

槽型剖面尺寸	型 号							
	O	A	B	C	D	E	F	
m	10	12.5	16	21	28.5	34	43	
f	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5	
t	12	16	20	26	37.5	44.5	58	
s	8	10	14	18	24	29	38	
bp	8.5	11	14	19	27	32	42	
o	5.5	6	7.5	10	12	15	18	
B	$B = (Z-1)t + 2S$ Z 为带的根数							
ψ	36°	50~75	75~100	120~190				
		b'		10	13.1	17.1		
	38°	200~280	315~475	500~600				
		b'				22.9	32.5	38.5
	40°	80~200	125~800	200~1120	300~1600	500~2240	600~2500	710~2500
		b'	10.2	13.4	17.4	23.1	32.9	38.9

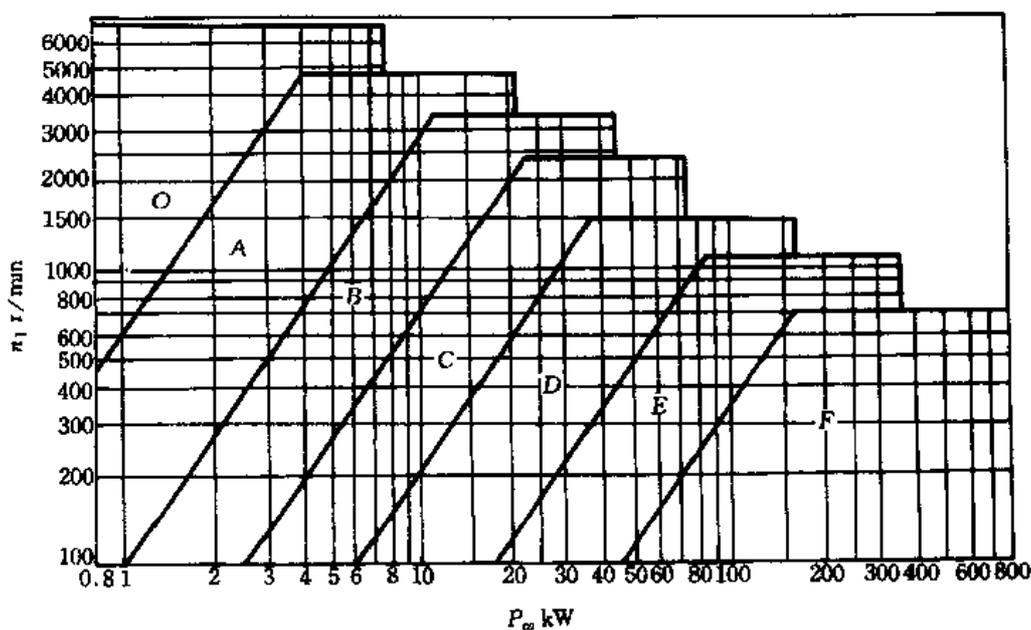
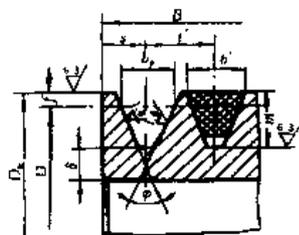


图 3-10 三角带选择图

2. 选取带轮基准直径 D_1

1) 初选主动轮的基准直径 D_1

根据普通 V 带型号, 由表 3-1 及表 3-3 选取 $D_1 \geq D_{\min}$ 。

2) 验算带的速度

根据 $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}$, m/s 计算带速, 并使 $v < v_{\max}$ 。

3. 确定从动轮基准直径 $D_2 = iD_1$, 并加以圆整取标准直径(参照表 3-6)。

4. 确定中心距和带的基准长度 L_d

如果中心距未给出, 可根据传动结构的需要初定中心距 a_0 ,

取 $0.7(D_1 + D_2) < a_0 < 2(D_1 + D_2)$ 。

a_0 取定后, 由式(3-21)计算 L'_d 。由表 3-5 选取和 L'_d 相近的基准长度 L_d 和与 L_d 相对应的公称长度(内周长度) L 。再根据式(3-22)计算中心距 a 。对于 V 带传动的中心距一般是是可以调整的, 故可采用下式作近似计算, 即

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} \quad (3-31)$$

考虑安装调整和补偿初拉力(如带伸长而松弛后的张紧)的需要, 中心距的变动范围为:

$$\left. \begin{aligned} a_{\min} &= a - 0.015L_d \\ a_{\max} &= a + 0.03L_d \end{aligned} \right\} \quad (3-31a)$$

5. 验算主动轮上的包角 α_1

根据式(3-23)及对包角的要求, 应保证

$$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ \geq 120^\circ (\text{至少 } 90^\circ)$$

6. 确定带的根数 Z

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 K_s K_L + \Delta P_0) K} < 10$$

7. 确定带的初拉力 F_0

由式(3-27)或式(3-28)计算 F_0 。

8. 计算带传动作用在轴上的压力 Q

由式(3-30)计算 Q

9. V 带轮结构尺寸的计算

参考图 3-9 及其所列经验公式计算带轮结构尺寸, 按表 3-12 确定 V 带轮的轮槽尺寸。

10. 绘制带轮工作图

八、V 带传动的张紧装置

各种材质的 V 带都不是完全的弹性体, 在初拉力的作用下, 经过一定时间的运转后, 就会由塑性变形而松弛, 使初拉力 F_0 降低。为了保证带传动的能力, 应定期检查初拉力的数值。如发现不足时, 必须重新张紧, 才能正常工作。常见的张紧装置如下:

(一) 定期张紧装置

采用定期改变中心距的方法来调节带的初拉力, 使带重新张紧。在水平或倾斜不大的传动中, 可用图 3-11a 的方法, 将电动机装在滑轨上, 以调整螺钉推动电动机而改变带传动的中心距, 实现控制初拉力的要求。如图 3-11b, 将装有带轮的电动机安装在可调的摆架上。

(二) 自动张紧装置

图 3-12 所示, 将电动机安装在浮动的摇摆架上, 利用电动机的自重, 自动保持传动带张紧。

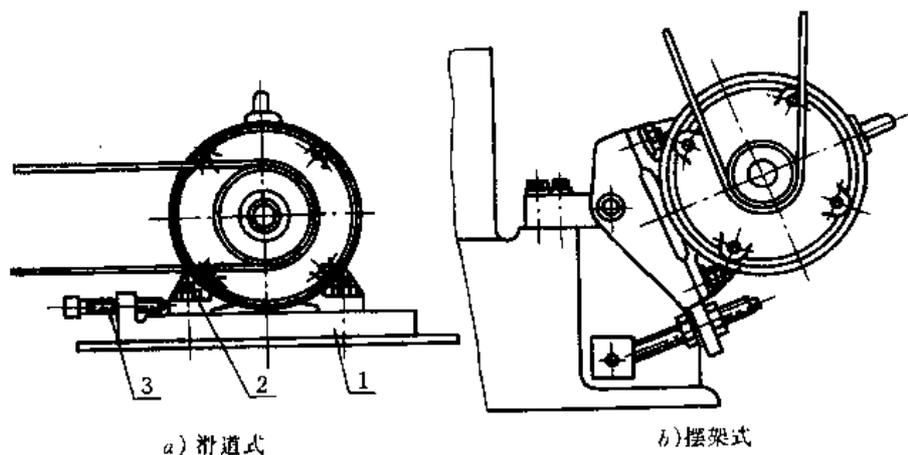


图 3-11 带的定期张紧装置

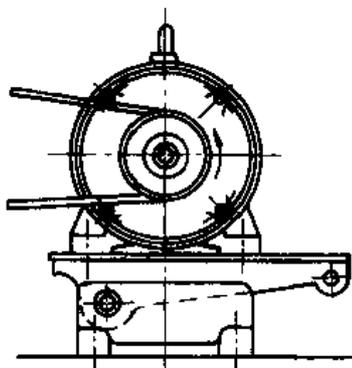


图 3-12 带的自动张紧装置

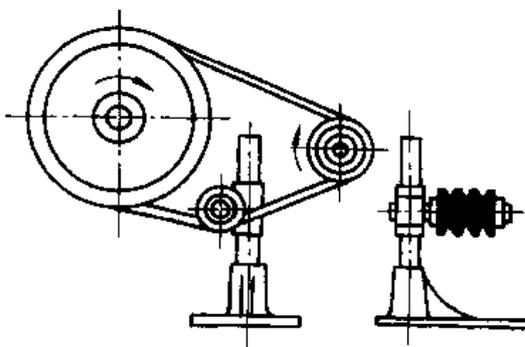


图 3-13 张紧轮装置

(三) 采用张紧轮的装置

当中心距不能调节时,可采用张紧轮将带张紧(如图 3-13)。张紧轮一般应放在松边的内侧,使带只受单向弯曲。同时张紧轮还应尽量靠近大轮,以免过多影响在小带轮上的包角。张紧轮的轮槽尺寸与带轮的相同,且直径小于带轮的直径。

设计计算举例

例题 1 设计电动机驱动离心式水泵的普通 V 带传动。电动机为 J02-52-4, 额定功率 $P = 10\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1450\text{r/min}$, 小泵轴速 $n_2 = 400\text{r/min}$, 中心距 a 约为 1500mm , 每天工作 24 小时。

解:

1. 计算功率 P_{ca}

由表 3-7 查得工况系数 $K_A = 1.3$

$$P_{ca} = K_A P = 1.3 \times 10 = 13\text{kW}$$

2. 选定带型

根据 $P_{ca} = 13\text{kW}$ 和 $n_1 = 1450\text{r/min}$, 由图 3-12 确定为 B 型。

3. 传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{400} = 3.625$$

4. 小带轮基准直径

由表 3-1 和表 3-3, 取 $D_{1\min} = D_1 = 140\text{mm}$

5. 验算带的速度

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 140 \times 1450}{60 \times 1000} = 10.63\text{m/s, 适用。}$$

确定大带轮直径 D_2 $D_2 = iD_1 = 3.625 \times 140 = 507.5\text{mm}$, 由表 3-6 取标准直径 $D_2 = 500\text{mm}$

水泵轴的实际转速

$$n_2 = \frac{1450 \times 140}{500} = 406\text{r/min}$$

6. 初定中心距

按要求取 $a_0 = 1500\text{mm}$

7. 基准长度 L'_d

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} = 2 \times 1500 + \frac{\pi}{2}(140 + 500) + \frac{(500 - 140)^2}{4 \times 1500} \\ &= 4026.9\text{mm} \end{aligned}$$

由表 3-5, 查 $L_d = 4040\text{mm}$ 与 L'_d 相对应的内周长度 $L_i = 4000\text{mm}$ 。

实际中心距

$$a \approx a_0 + \frac{4040 - 4026.9}{2} = 1500 + 13.45 = 1513.45\text{mm}$$

安装时所需最小中心距

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 1513.45 - 0.015 \times 4040 = 1634.65\text{mm}$$

张紧或补偿伸长所需最大中心距

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1513.45 + 0.03 \times 4040 = 1452.85\text{mm}$$

8. 小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a} \times 60^\circ = 180^\circ - \frac{500 - 140}{1513.45} \times 60^\circ = 165.8^\circ$$

9. 普通三角带的根数

1) 单根 V 带的基本功率

根据 $D_{\min} = 140\text{mm}$ 和 $v = 10.63\text{m/s}$, 由表 3-3 查得 B 型带 $P_0 = 2.7766\text{kW}$

2) 考虑传动比的影响, 功率的增量 ΔP_0

由表 3-10 查得 $\Delta T = 3.1\text{N} \cdot \text{m}$, 则

$$\Delta P_0 = 0.0001 \Delta T n_1 = 0.0001 \times 3.1 \times 1450 = 0.4495\text{kW}$$

3) 由表 3-8, 查得 $K_s = 0.965$; 表 3-9 查得 $K_L = 1.13$; 对化学纤维绳胶带取 $K = 1.33$

4) V 带的根数

$$Z = \frac{P_c}{(P_0 K_s K_L + \Delta P_0) K} = \frac{13}{(2.7766 \times 0.965 \times 1.13 + 0.4495) \times 1.33} = 2.8 \text{ 根}$$

取 $Z = 3$ 根

10. 单根 V 带的初拉力 F_0

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{K_s} - 1 \right) \frac{P_c}{Zv} + \frac{qv^2}{g}$$

由表 3-2 查得 $q=1.7\text{N/m}$, 则

$$F_0 = 500 \left(\frac{2.5}{0.965} - 1 \right) \frac{1.7}{3 \times 10.63} + \frac{13}{9.8} \times (10.63)^2 = 343.8\text{N}$$

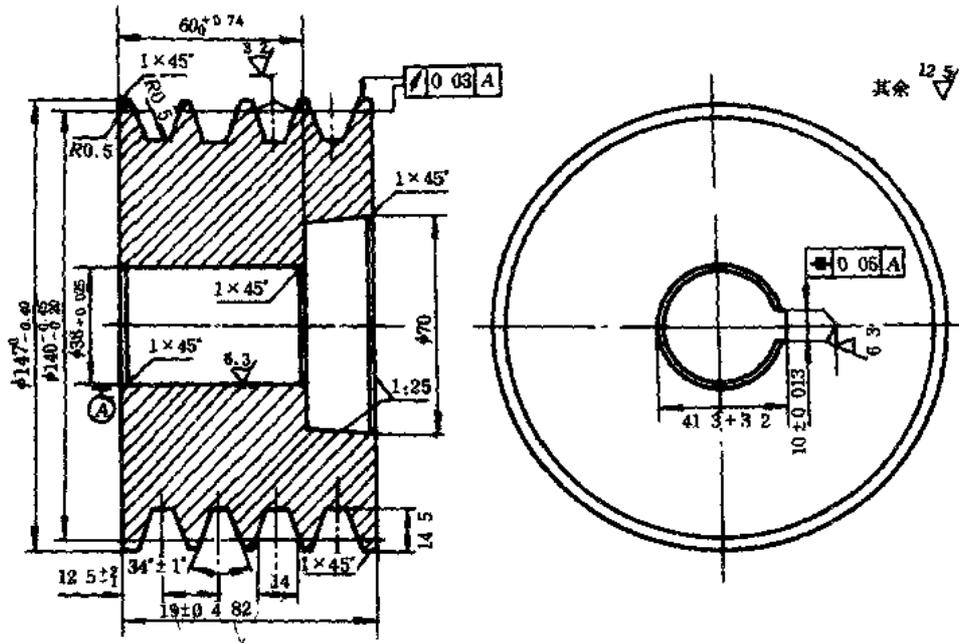
11. 计算轴上的压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 343.8 \times \sin \frac{165.8}{2} = 2047\text{N}$$

12. 带轮的结构和尺寸

由 J02-52-4 电动机可知, 其伸长直径 $d_0=38\text{mm}$, 长度 $L=80\text{mm}$ 。故小带轮轴孔直径 $d=38\text{mm}$, 毂长应小于 80mm 。参照有关手册, 确定小带轮结构为实心轮。

轮槽尺寸及轮宽按表 3-12 计算, 参考图 3-9 典型结构, 画出小带轮工作图(图 3-14)。



技术要求:

1. 轮槽工作面不应有砂眼、气孔。
2. 各轮槽间距的累积误差不得超过 $\pm 0.8\text{mm}$, 材料 HT200。

图 3-14 普通 V 带轮工作图

大带轮工作图(略)

带轮的技术要求

1) 带轮轮槽工作面的表面粗糙度 R_a 为 $3.2\mu\text{m}$, 轮缘和轴孔端面的 R_a 为 $12.5\mu\text{m}$ 。轮槽的棱边要倒圆或倒角。

2) 带轮的圆跳动公差应小于表 3-13。

表 3-13 带轮的圆跳动公差 mm

基准直径	径向圆跳动	端面圆跳动	基准直径	径向圆跳动	端面圆跳动
>30~50	0.20	0.20	>500~800	0.50	0.50
>50~120	0.25	0.25	~800~1250	0.60	0.60
>120~250	0.30	0.30	>1250~2000	0.80	0.80
>250~500	0.40	0.40	>2000~3150	1.00	1.00

3) 轮槽对称面与带轮轴线垂直度为 $\pm 30'$ 。

4) 带轮的平衡 按国标有关规定。

V 带传动设计中应注意的问题

1) V 带通常都是无端环带, 为便于安装, 调整中心距和初拉力 F_0 , 要求轴承的位置能够移动。中心距的调整范围见式(3-31a)。

2) 多根 V 带传动时, 为避免各根 V 带的载荷分布不均, 带的配组公差应满足表 3-5 的规定。更换必须全部同时更换。

3) 采用张紧轮传动, 会增加带的曲挠次数, 使带的寿命缩短。

4) 传动装置中, 各带轮轴线应相互平行, 带轮对应轮槽的对称平面应重合, 其公差不得超过 $\pm 20'$ (见图 3-15)。

例题 2 图 3-16 所示带式输送机, 在电动机与减速器间采用 V 带传动。已知电动机型号为 J02-52-6。额定功率 $P=6\text{kW}$, 转速 $n_1=960\text{r/min}$, 要求传动比 $i=3$, 每天连续工作 16 小时, 试设计此 V 带传动。

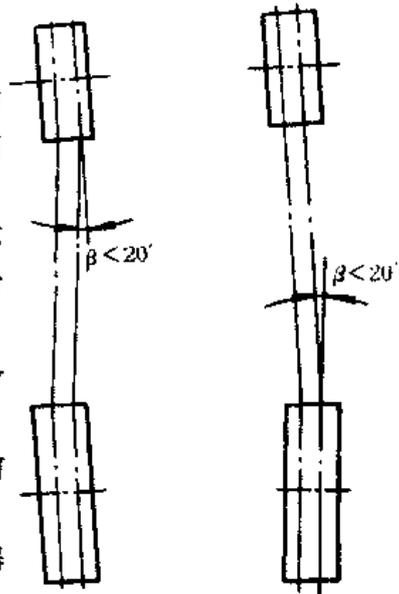


图 3-15 带轮装置安装的公差

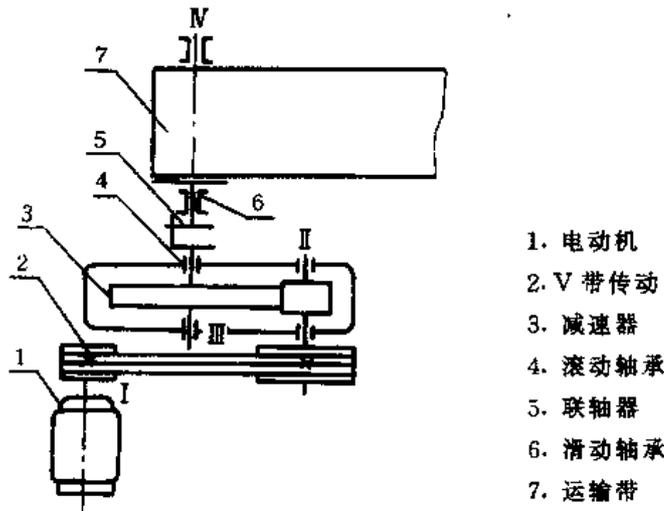


图 3-16 带式输送机

解:

1. 确定计算功率 P_{ca}

由表 3-7 取 $K_A=1.2$, 因此计算功率 $P_{ca}=1.2 \times 6=7.2\text{kW}$

2. 选择普通 V 带型号

根据 P_{ca} 、 n , 由图 3-12 选用 B 型

3. 计算带轮基准直径

1) 由表 3-1 及表 3-3, 选择小带轮基准直径 $D_1 \geq D_{\min}=160\text{mm}$ 。

2) 大带轮基准直径 D_2

由 $D_2 = iD$, 大带轮基准直径 $D_2 = 3 \times 160 = 480\text{mm}$, 由表 3-6 采用标准基准直径 $D_2 = 475\text{mm}$

实际传动比 $i' = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)} = \frac{475}{160(1-0.02)} = 3.03$, 与题给要求 $i=3$ 的误差为 $\frac{3-3.03}{3} = -0.01 = -1\%$, 符合一般工程设计要求误差在 $\pm 5\%$ 范围内。

3) 验算带的速度

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 160 \times 960}{60 \times 1000} = 8.04\text{m/s} < 25\text{m/s}$$

带的速度合适。

4. 确定 V 带的基准长度和传动中心距

1) 根据 $0.7(D_1 + D_2) < a_0 < 2(D_1 + D_2)$, 初选:

$$\begin{aligned} a_0 &= 0.7(D_1 + D_2) \sim 2(D_1 + D_2) \\ &= 0.7(160 + 475) \sim 2(160 + 475) = 444.5 \sim 1270\text{mm} \end{aligned}$$

取 $a_0 = 600\text{mm}$

2) 计算带长

由式(3-21)得

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 600 + \frac{\pi}{2}(160 + 475) + \frac{(475 - 160)^2}{4 \times 600} = 2238.8\text{mm} \end{aligned}$$

由表 3-5, 选带的基准长度 $L_d = 2280\text{mm}$, 公称长度 $L_l = 2240\text{mm}$

3) 实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = 600 + \frac{2280 - 2238.8}{2} = 620.6\text{mm}$$

考虑安装、调整需要, 中心距变动范围为

$$\begin{aligned} a_{\min} &= a - 0.015L_d = 620.6 - 0.015 \times 2280 = 586.4\text{mm} \\ a_{\max} &= a + 0.03L_d = 620.6 + 0.03 \times 2280 = 689\text{mm} \end{aligned}$$

5. 验算主动轮上的包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ = 180^\circ - \frac{475 - 160}{620.6} \times 60^\circ = 149.5^\circ > 120^\circ \text{ 主动轮上的包角合适。}$$

6. 计算 V 带的根数

$$\text{由式(3-25)} \quad Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 K_\alpha K_L + \Delta P_0) K}$$

1) 单根 V 带的基本功率 P_0

由 $v = 8.04\text{m/s}$, $D_1 = 160\text{mm}$, 查表 3-3 得 $P_0 = 2.67\text{kW}$

2) 考虑传动比的影响, 功率的增量 ΔP_0

查表 3-10 得 $\Delta T = 3.1\text{N} \cdot \text{m}$

$$\Delta P_0 = 0.0001 \Delta T n_1 = 0.0001 \times 3.1 \times 960 = 0.2976\text{kW}$$

3) 由表 3-8 查得 $K_\alpha = 0.92$; 表 3-9 查得 $K_L = 1.00$; 取 $K = 1$ 。

4) 带的根数 Z

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 K_a K_L + \Delta P_0) K} = \frac{7.2}{(2.67 \times 0.92 \times 1.00 + 2976) \times 1} = 2.6 \text{ 根}$$

取 V 带根数 $Z=3$ 根

7. 单根 V 带的初拉力 F_0

$$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{\sqrt{Z}} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 = 500 \frac{7.2}{8.04 \times 3} \left(\frac{2.5}{0.92} - 1 \right) + 0.17 \times 8.04^2$$

$$= 267.32 \text{ N}$$

采用定期张紧, 用改变电动机位置来调整中心距大小, 以保持初拉力 F_0 (图 3-13a)。

8. 计算轴上的压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 267.32 \times \sin \frac{149.5^\circ}{2} = 1547.5 \text{ N}$$

9. V 带轮结构设计

1) 小带轮 由电动机 J02-52-6 查得电动机轴的直径为 $d_0=38\text{mm}$, 外伸长度 $L=80\text{mm}$ 。故小带轮轴孔直径 $d=38\text{mm}$, 毂长应小于 80mm 。小带轮基准直径 $D_1=160\text{mm} > (2.5 \sim 3)d$, 宜采用腹板式 (图 3-9b), 其轮槽和轮缘按表 3-12 求得, 如图 3-17 所示。其他结构尺寸, 按图 3-9 中经验公式求得, 带轮材料为 HT200。

2) 大带轮 大带轮基准直径 $D_2=475\text{mm}$, 应采用轮辐式结构 (图 3-9d), 其轮槽部分尺寸与小带轮同, 槽角为 38° , 槽口宽度为 17.4mm , 其他结构尺寸参照图 3-9b, 按图中经验公式计算。

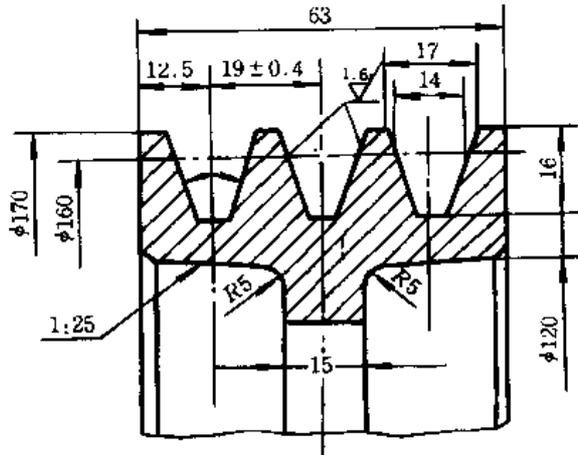


图 3-17 小带轮轮槽尺寸

3) 绘制零件工作图 (略)。

例题 3 设计鼓风机用普通 V 带传动, 用鼠笼式电动机驱动。带传动传递功率 $P=7.3 \text{ kW}$, 小带轮转速 $n_1=1450\text{r/min}$, 大带轮转速 $n_2=725\text{r/min}$, 每日工作 16h , 要求中心距 $a=600 \sim 800\text{mm}$ 。

解:

计 算 及 说 明	结 果	
	方 案 1	方 案 2
一、V 带型号 求计算功率 由表 3-7 查得 $K_A=1.1$, 于是 $P_{ca}=K_A P=1.1 \times 7.3=8.03\text{kW}$ 根据 P_{ca} 和 n_1 的坐标交点靠近斜线, 故初步选取两种型号	A	B
二、带轮基准直径 由表 3-1 及表 3-3 选取 D_1 $D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1 = \frac{1450}{725} \times 100$	100 200	140 280
三、带轮速 $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}$	7.6m/s	10.6m/s
四、中心距、带长、包角 根据题意要求, 初步选定中心距 a_0 根据式(3-21), 初步计算基准长度 $L'_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$	700mm	700mm
由表 3-5 查得与 L'_d 相对应的带的基准长度 L_d 。	1875	2067mm
由表 3-9 查得相应的公称长度 L 。	1833mm	2040mm
求实际中心距 a $a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2}$	1800mm	2000mm
求小带轮包角 α_1 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ$	679mm	686.6mm
五、V 带根数 由表 3-8 查得 K_z	$\alpha_1 = 170^\circ$	$\alpha_1 = 168^\circ$
由表 3-9 查得 K_L	≈ 0.98	≈ 0.98
采用棉帘布结构 V 带取 K 为	1.01	0.98
由表 3-3 查得 P_0	1	1
求传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1450}{725} = 2$	1.31kW	2.81kW
由表 3-10 查得 ΔT	2	2
$\Delta P_0 = 0.0001 \Delta T n_1 = 0.0001 \times 0.1 \times 1450$ $= 0.0001 \Delta T x_1 = 0.0001 \times 2.9 \times 1450$	1.1N·m	2.9N·m
将以上各值代入式(3-25)得 $Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 K_z K_L + \Delta P_0) K}$	0.1595kW	0.42kN
六、初拉力 F_0 及轴上压力 Q 1. 初拉力 F_0	6	5

计 算 及 说 明	结 果	
	方 案 1	方 案 2
由表 3-2 查得 q , 则	0.1kg/m	0.17kg/m
$F_0 = \frac{500P_{\alpha}}{ZV} \left(\frac{2.5}{K_{\alpha}} - 1 \right) + qv^2$	138N	132.9N
采用改变电动机位置来调整中心距大小, 以保持初拉力 F_0 (图 3-13a)		
2. 轴上压力 Q		
$Q = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2}$	1651N	1322N

由以上计算结果 A 型带轮基准直径较小, 而带的根数和轴上压力虽大点, 但也和 B 型带差不多, 因此采用 A 型较为合适。

七、带轮结构尺寸设计计算(略)。

§ 3-3 窄 V 带传动的设计计算

窄 V 带和普通 V 带比较, 具有结构紧凑、寿命长、承载能力高, 节能等优点, 并能适用于高速传动 ($v=35 \sim 45\text{m/s}$), 近年来发展较快。

目前各个国家的窄 V 型的代号、标准不一样。美、日、英的代号为 3V、5V、8V 三种。德国的标准则为 SPZ、SPA、SPB、SPC、S19 五种。国际标准化组织第 41 技术委员会 (ISO/TC41) 颁布了四种窄 V 带的标准是 SPZ、SPA、SPB、SPC。本文将讨论 ISO 颁布的四种代号标准和美、日国家采用的 3V、5V、8V 三种代号标准的窄 V 带传动。

V 带和带轮有两种尺寸制, 即基准宽度制和有效宽度制。

基准宽度制是以基准线的位置和基准宽度来定义带轮的槽型、基准直径和 V 带在轮槽中的位置。带轮的基准宽度定义为 V 带的节面在轮槽内相应位置的槽宽, 用以表示轮槽截面的特征值, 不受公差的影响, 是带轮与带标准化的基本尺寸。在轮槽基准宽度处的直径是带轮的基准直径。

有效宽度制表示带轮轮槽截面的特征值是有效宽度, 它定义为轮槽直边侧面最外端的槽宽, 不受公差的影响。在轮槽有效宽度处的直径是有效直径。

由于尺寸制的不同, 带的长度分别以基准长度和有效长度表示。

普通 V 带是用基准宽度制, 窄 V 带则由于尺寸制的不同, 有两种尺寸系列。在设计计算时, 基本原理是一样的, 尺寸计算则有差别。

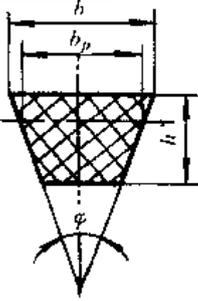
一、基准宽度制窄 V 带传动设计计算

(一) 窄 V 带基准宽度尺寸规格

1. 窄 V 带(基准宽度制)的截面尺寸

表 3-14 窄 V 带的截面尺寸

mm

	窄 V 带	节宽 b_p	顶宽① b	高度① h	楔角① φ
	SPZ	8.5	10	8	40°
SPA	11.0	13	10		
SPB	14.0	17	14		
SPC	19.0	22	18		

①基本尺寸

2. 窄 V 带的基准长度系列

表 3-15 窄 V 带的基准长度系列

mm

基准长度 L_D		带 型				配组公差
基本尺寸	极限偏差	SPZ	SPA	SPB	SPC	
630	±6	SPZ				2
710	±8					
800						
900						
1000			SPA			
1120	±10					
1250						
1400	±13					
1600				±16		
1800						
2000		SPB				
2240	±20					
2500						
2800	±25					
3150			±32			
3550						
4000			±40			
4500	±50					
5000						
5600	±63					
6300		±80				
7100						
8000		±100				
9000						
10000						
1120	±100					
1250						
						6
					SPC	10
						16

(二)窄 V 带(基准宽度制)传动的设计计算

窄 V 带(基准宽度制)传动的设计计算原理与普通 V 带相同,其方法、步骤也基本一样,现在列表述之。

表 3-16 窄 V 带传动的设计计算
(基准宽度制)

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选择	说明										
1	计算	P_{ca}	kW	$P_{ca}=K_A P$	P ——传递功率,kW K_A ——工况系数,表 3-7										
2	选定带型			根据 P_{ca} 和 n_1 由图 3-18 选取	n_1 ——小带轮转速,r/min										
3	传动比	i		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{d2}}{D_{d1}}$ 若计入滑动率 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_{d2}}{(1-\epsilon)D_{d1}}$ 通常 $\epsilon=0.01\sim 0.02$	n_2 ——大带轮转速,r/min D_{d1} ——小带轮基准直径,表 3-16,但 $D_{d1}>D_{dmin}$ D_{d2} ——大带轮基准直径,由表 3-6 圆整 ϵ ——弹性滑动率										
4	小带轮的基准直径	D_{d1}	mm	<table border="1"> <tr> <td>槽型</td> <td>SPZ</td> <td>SPA</td> <td>SPB</td> <td>SPC</td> </tr> <tr> <td>D_{dmin}</td> <td>63</td> <td>90</td> <td>140</td> <td>224</td> </tr> </table>	槽型	SPZ	SPA	SPB	SPC	D_{dmin}	63	90	140	224	为提高 V 带的寿命,宜选较大的直径
槽型	SPZ	SPA	SPB	SPC											
D_{dmin}	63	90	140	224											
5	大带轮的基准直径	D_{d2}	mm	$D_{d2}=iD_{d1}(1-\epsilon)$	D_{d2} 应按表 3-6 取标准值										
6	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi D_{d1} n_1}{60 \times 1000} \leq v_{max} = 35 \sim 40 \text{ m/s}$	一般 v 不得低于 5m/s 为发挥 V 带的传动能力,应使 $v \approx 20 \text{ m/s}$										
7	初定中心距	a_0	mm	$0.7(D_{d1}+D_{d2}) \leq a_0 < 2(D_{d1}+D_{d2})$	或根据结构要求定										
8	所需基准长度	L'_d	mm	$L'_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_{d1}+D_{d2}) + \frac{(D_{d2}-D_{d1})^2}{4a_0}$	由表 3-15 选取相近 L_d										
9	实际中心距	a	mm	$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2}$	安装时所需最小中心距 $a_{min} = a - 0.015L_d$ 张紧或补偿伸长所需最大中心距 $a_{max} = a + 0.03L_d$										
10	小带轮包角	α_1	°	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_{d2}-D_{d1}}{a} \times 57.3$	如 α_1 较小,增大 a 或用张紧轮										
11	单根 V 带传递的额定功率	P_0	kW	根据带型 D_{d1} 和 n_1 查表 3-17~表 3-20	P_0 是 $\alpha=180^\circ$ 载荷平稳时,特定基准长度单根 V 带基本额定功率										
12	传动比 $i \neq 1$ 的额定增量	ΔP_0	kW	根据带型, n_1 和 i 查表 3-17~表 3-20											

续表

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选择	说明
13	V带的根数	Z		$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_a K_f}$	K_a ——小带轮包角修正系数，查表 3-8
14	单根 V 带的初拉力	F_0	N	$F_0 = 500 \frac{P_{ca}}{Zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2$	q ——V带每米长的质量： SPZ——0.07kg/m SPA——0.12kg/m SPB——0.20kg/m SPC——0.37kg/m
15	作用在轴上的力	Q	N	$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha}{2}$	
16	带轮的结构和尺寸			窄 V 带带轮结构尺寸与普通 V 带带轮结构相同，见图 3-9 及经验公式；窄 V 带轮轮缘尺寸见表 3-22	

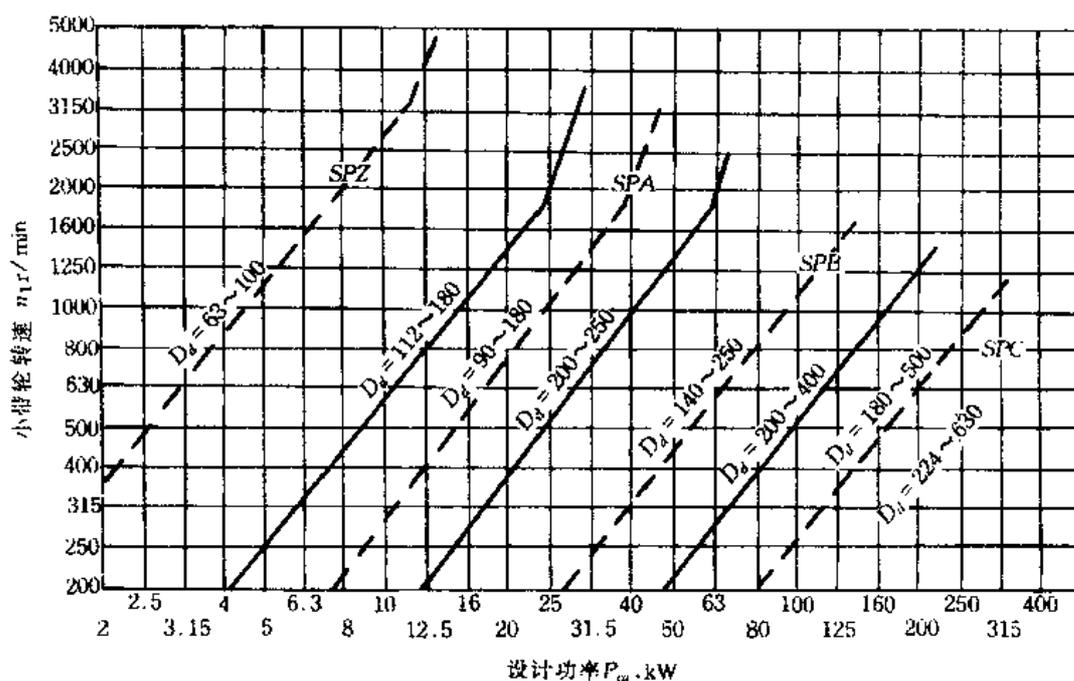


图 3-18 窄 V 带(基准宽度制)选型图

表 3-17 SPZ 型窄 V 带的额定功率

kW

小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_0											带速 v m/s \approx
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i											
	63	71	75	80	90	100	112	125	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	$\sqrt{3}$ 3.39		
200	0.20	0.25	0.28	0.31	0.37	0.43	0.51	0.59	0.00	0.00	0.01	0.01	0.59	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	5	
400	0.35	0.44	2.49	0.55	0.67	0.79	0.93	1.09	0.00	0.01	0.01	0.03	1.09	0.03	0.05	0.06	0.06	0.06		
730①	0.56	0.72	2.79	0.88	1.12	1.33	0.57	1.84	0.00	0.01	0.03	0.05	1.84	0.06	0.09	0.10	0.11	0.12	10	
800	0.60	0.78	2.87	0.99	1.21	1.44	1.70	1.99	0.00	0.01	0.03	0.05	1.99	0.07	0.10	0.11	0.12	0.13		
980①	0.70	0.92	1.02	1.15	1.44	1.70	2.02	2.63	0.00	0.01	0.04	0.06	2.63	0.08	0.12	0.13	0.15	0.15	15	
1200	0.81	1.03	1.21	1.38	1.70	2.02	2.40	2.80	0.00	0.02	0.04	0.08	2.80	0.10	0.15	0.17	0.18	0.19		
1460①	0.93	1.25	1.41	1.60	1.98	2.36	2.80	3.28	0.00	0.02	0.05	0.08	3.28	0.13	0.18	0.20	0.22	0.23	20	
1600	1.00	1.35	1.52	1.73	2.14	2.55	3.04	3.55	0.00	0.02	0.06	0.10	3.55	0.14	0.20	0.22	0.22	0.26		
2000	1.17	1.59	1.79	2.05	2.55	3.05	3.62	4.42	0.00	0.03	0.07	0.13	4.42	0.17	0.25	0.28	0.30	0.32	25	
2400	1.32	1.81	2.04	2.34	2.93	3.49	4.16	4.85	0.00	0.03	0.09	0.15	4.85	0.21	0.30	0.33	0.36	0.39		
2800①	1.45	2.00	2.27	2.61	3.26	3.90	4.46	5.40	0.00	0.04	0.10	0.18	5.40	0.24	0.35	0.39	0.43	0.45	30	
3200	1.56	2.18	2.48	2.85	3.57	4.26	5.06	5.88	0.00	0.04	0.12	0.21	5.88	0.28	0.40	0.45	0.49	0.51		
3600	1.66	2.33	2.65	3.06	3.84	4.58	5.42	6.27	0.00	0.05	0.13	0.23	6.27	0.31	0.45	0.50	0.55	0.58	40	
4000	1.74	2.46	2.81	3.24	4.07	4.85	5.72	6.58	0.00	0.05	0.15	0.26	6.58	0.35	0.50	0.56	0.61	0.64		
4500	1.81	2.59	2.96	3.42	4.30	5.10	5.99	6.83	0.00	0.06	0.17	0.29	6.83	0.39	0.56	0.63	0.68	0.72	50	
5600	1.85	2.68	3.07	3.56	4.46	5.27	6.14	6.92	0.00	0.07	0.18	0.32	6.92	0.44	0.62	0.70	0.76	0.80		

①为常用转速。

表 3-18 SPA 型窄 V 带的额定功率

kW

小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_0											带速 v m/s \approx
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i											
	90	100	112	125	140	160	180	200	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	$\sqrt{3}$ 3.39		
200	0.43	0.53	0.64	0.77	0.92	1.11	1.30	1.49	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.08	5	
400	0.75	0.94	1.6	1.40	1.68	2.04	2.39	2.75	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.16		
730①	1.21	1.54	1.91	2.33	2.81	3.42	4.03	4.63	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.20	0.23	0.26	0.28	0.30	10	
800	1.30	1.65	2.07	2.52	3.03	3.70	4.36	5.01	0.00	0.03	0.08	0.13	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.33		
980①	1.52	1.93	2.44	2.98	3.58	4.38	5.17	5.94	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.30	0.34	0.37	0.40	15	
1200	1.76	2.27	2.86	3.50	4.23	5.17	6.10	7.00	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.38	0.43	0.47	0.49		
1460①	2.02	2.61	3.31	4.06	4.91	6.01	7.07	8.19	0.00	0.05	0.14	0.24	0.32	0.39	0.46	0.51	0.56	0.59	20	
1600	2.16	2.80	3.57	4.38	5.29	6.47	7.62	8.72	0.00	0.06	0.16	0.26	0.36	0.43	0.51	0.57	0.62	0.66		
2000	2.49	3.27	4.18	5.15	6.22	7.60	8.90	10.13	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.64	0.64	0.71	0.78	0.82	25	
2400	2.77	3.67	4.71	5.80	7.01	8.53	9.93	11.22	0.00	0.08	0.23	0.39	0.54	0.65	0.76	0.86	0.93	0.99		
2800①	3.00	3.99	5.15	6.34	7.64	9.24	10.67	11.92	0.00	0.10	0.26	0.46	0.63	0.76	0.89	1.00	1.09	1.15	30	
3200	3.16	4.25	4.49	6.76	8.11	9.72	11.09	12.19	0.00	0.11	0.30	0.56	0.72	0.87	1.02	1.14	1.25	1.32		
3600	3.26	4.42	5.72	7.03	8.39	9.94	11.15	11.98	0.00	0.12	0.34	0.59	0.81	0.98	1.14	1.29	1.40	1.48	35	
4000	3.29	4.50	5.85	7.16	8.48	9.87	10.81	11.28	0.00	0.14	0.38	0.66	0.89	1.08	1.27	1.43	1.56	1.65		
4500	3.24	4.48	5.83	7.09	8.27	9.34	9.78	9.50	0.00	0.16	0.42	0.74	1.01	1.22	1.43	1.61	1.75	1.85	40	
5000	3.07	4.31	5.61	6.78	7.69	8.28	7.99	6.78	0.00	0.17	0.47	0.82	1.12	1.36	1.59	1.79	1.95	2.06		

表 3-19 SPB 型窄 V 带的额定功率

kW

小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_0										带速 v m/s ≈
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i										
	140	160	180	200	224	250	280	315	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	≥ 3.39	
200	1.08	1.37	1.65	1.94	2.28	2.64	3.05	3.53	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.16	0.17	5
400	1.92	2.47	3.01	3.54	4.18	4.86	5.63	6.53	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.22	0.26	0.30	0.32	0.34	
730	3.13	4.06	4.99	5.88	6.97	8.11	9.41	10.91	0.00	0.05	0.14	0.25	0.33	0.40	0.47	0.53	0.58	0.62	10
800	3.35	4.37	5.37	6.35	7.52	8.75	10.14	11.71	0.00	0.06	0.16	0.27	0.37	0.45	0.53	0.59	0.65	0.68	
980	3.92	5.13	6.31	7.47	8.33	10.27	11.89	13.70	0.00	0.07	0.19	0.33	0.45	0.54	0.63	0.71	0.78	0.82	15
1200	4.55	5.98	7.38	9.74	10.33	11.99	13.82	15.84	0.00	0.09	0.23	0.41	0.56	0.67	0.79	0.89	0.97	1.03	
1460	5.21	6.89	8.50	10.07	11.86	13.72	15.71	17.84	0.00	0.10	0.28	0.49	0.67	0.81	0.95	1.07	1.16	1.23	20
1600	5.54	7.33	9.05	10.70	12.59	14.51	16.56	18.70	0.00	0.11	0.31	0.55	0.74	0.90	1.05	1.19	1.29	1.27	
1800	5.95	7.89	9.74	11.50	13.48	15.47	17.52	19.56	0.00	0.13	0.35	0.61	0.84	1.01	1.19	1.33	1.45	1.54	25
2000	6.31	8.38	10.34	12.18	14.21	16.19	18.17	20.00	0.00	0.14	0.39	0.68	0.93	1.12	1.32	1.48	1.62	1.71	
2200	6.62	8.80	10.83	12.72	14.76	16.68	18.18	19.97	0.00	0.16	0.43	0.75	1.02	1.24	1.45	1.63	1.78	1.88	30
2400	6.86	9.13	11.21	13.11	15.10	16.82	18.43	19.44	0.00	0.17	0.47	0.82	1.11	1.35	1.58	1.78	1.94	2.05	
2800	7.15	9.52	11.62	13.41	15.14	16.44	17.13	16.37	0.00	0.20	0.55	0.96	1.30	1.57	1.85	2.08	2.26	2.40	35
3200	7.17	9.55	11.43	13.01	14.22				0.00	0.23	0.63	1.09	1.49	1.80	2.11	2.37	2.58	2.74	
3600	6.89	9.10	10.77	11.83					0.00	0.25	0.69	1.21	1.68	2.02	2.38	2.66	2.91	3.07	

表 3-20 SPZ 型窄 V 带的额定功率

kW

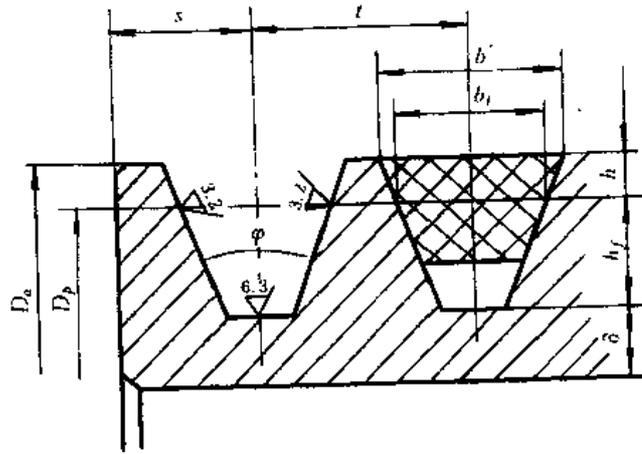
小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_0										带速 v m/s ≈
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i										
	224	250	280	315	355	400	450	500	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	≥ 3.39	
200	2.90	3.50	4.18	4.97	5.89	6.86	7.96	9.04	0.00	0.04	0.12	0.21	0.28	0.34	0.40	0.45	0.49	0.51	10
400	5.19	6.31	7.59	9.07	10.72	12.56	14.56	16.52	0.00	0.09	0.24	0.41	0.56	0.68	0.79	0.89	0.97	1.03	
600	7.21	8.81	10.26	12.70	15.02	17.56	20.29	22.92	0.00	0.13	0.35	0.62	0.84	1.01	1.19	1.34	1.46	1.54	15
730①	8.82	10.27	12.40	14.82	17.50	20.41	23.49	26.40	0.00	0.16	0.42	0.74	1.00	1.22	1.43	1.60	1.75	1.85	
800	10.63	11.02	13.31	15.90	18.76	21.84	25.07	28.09	0.00	0.17	0.47	0.82	1.12	1.35	1.58	1.78	1.94	2.06	20
980①	10.39	12.76	15.40	18.37	21.55	25.15	28.83	31.38	0.00	0.21	0.56	0.98	1.34	1.62	1.90	2.14	2.33	2.47	
1200	11.89	14.61	17.60	20.82	24.34	27.33	31.15	33.85	0.00	0.26	0.71	1.23	1.67	2.03	2.38	2.67	2.91	3.09	25
1460①	13.26	16.26	19.49	22.92	26.32	29.40	32.01	33.15	0.00	0.31	0.85	1.48	2.01	2.43	2.85	3.21	3.50	3.70	
1600	13.81	16.92	20.20	23.58	26.80	29.53	31.33	31.70	0.00	0.36	0.94	1.64	2.23	2.71	3.17	3.57	3.89	4.11	30
1800	14.35	17.52	20.70	23.91	26.62	28.42	28.69	26.91	0.00	0.39	1.06	1.85	2.51	3.04	3.57	4.01	4.37	4.63	
2000	14.58	17.70	20.75	23.47	25.37	25.81	23.95	19.35	0.00	0.43	1.18	2.05	2.79	3.38	3.96	4.46	4.86	5.14	35
2200	14.47	17.44	20.43	22.18	22.94				0.00	0.47	1.29	2.26	3.07	3.72	4.36	4.90	5.34	5.66	
2400	14.01	16.69	18.86	19.98	19.22				0.00	0.52	1.41	2.46	3.35	4.06	4.75	5.35	5.83	6.17	40
2600	12.95	15.14	16.49	16.26					0.00	0.52	1.53	2.06	3.63	4.40	5.14	5.79	6.31	6.69	

①为常用转速

表 3-21 窄 V 带带长修正系数 K_L

基准带长 L_d mm	K_L			
	SPZ	SPA	SPB	SPC
630	0.82			
710	0.84			
800	0.86	0.81		
900	0.88	0.83		
1000	0.90	0.88		
1120	0.93	0.87		
1250	0.94	0.89	0.82	
1400	0.96	0.91	0.84	
1600	1.00	0.93	0.86	
1800	1.01	0.95	0.88	
2000	1.02	0.96	0.90	0.81
2240	1.05	0.98	0.92	0.83
2500	1.07	1.00	0.94	0.86
2800	1.09	1.02	0.96	0.88
3150	1.11	1.04	0.98	0.90
3550	1.13	1.06	1.00	0.92
4000		1.08	1.02	0.94
4500		1.09	1.04	0.96
5000			1.08	1.00
6300			1.10	1.02
7600			1.12	1.04
8000			1.14	1.06
9000				1.08
10000				1.10
11200				1.12
12500				1.14

表 3-22 窄 V 带带轮轮缘尺寸



mm

项 目	符号	槽 型				
		SPZ	SPA	SPB	SPC	
基准宽度	b_p	8.5	11.0	14.0	19.0	
基准线上槽深	h_{amin}	2.0	2.75	3.5	4.8	
基准线下槽深	h_{fmin}	9.0	11.0	14.0	19.0	
槽 间 距	t	12 ± 0.3	15 ± 0.3	19 ± 0.3	25.5 ± 0.5	
第一槽对称面至端面的距离	S	8 ± 1	10 ± 1	12.5 ± 1	17 ± 1	
最小轮缘厚带轮宽	S_{min}	5.5	6	7.5	10	
带 轮 宽	B	$B = (Z-1)t + 2S$ Z ——轮槽数				
外 径	D_a	$D_a = D_p + 2h_a$				
轮 槽 角 ϕ	32°	相应的 基准 直径 D_a	—	—	—	—
	34°		≤ 80	≤ 118	≤ 190	≤ 315
	36°		—	—	—	—
	38°		> 80	≥ 180	> 190	> 315
极限偏差			$\pm 1^\circ$		$\pm 30'$	

设计计算举例

例题 1 某石油钻机上联动机组并车传动胶带, 已知传递功率 $P=200\text{kW}$, 转速 $n_1=1460$ r/min, 传动比 $i=1$ 。设计所选用的窄型 V 胶带传动。

解:

1. 求计算功率

按载荷变动较大, 一天连续工作时间大于 16 小时, 采用鼠笼式交流异步电动机。由表 3-7 查得 $K_A=1.4$ 。

$$P_{ca} = K_A P = 1.4 \times 200 = 280 \text{ kW}$$

2. 选择 V 带带型

由图 3-18 当 $n_1 = 1460 \text{ r/min}$ 和 $P_{ca} = 280 \text{ kW}$ 查得带型 SPC。

3. 选择小带轮基准直径

参照图 3-18, 取 $D_{d1} = 500 \text{ mm}$; 由于 $i = 1$, 则 $D_{d2} = 500 \text{ mm}$ 。

4. 带速

$$v = \frac{\pi D_{d1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 500 \times 1460}{60 \times 1000} = 38.223 \text{ m/s} < 35 \sim 40 \text{ m/s}。 \text{带速合适。}$$

5. 初定中心距 a

由 $0.7(D_{d1} + D_{d2}) \leq a_0 < 2(D_{d1} + D_{d2})$, $0.7(500 + 500) \leq a_0 < 2(500 + 500)$, $700 \leq a_0 < 2000$,

取 $a_0 = 1500 \text{ mm}$ 。

计算必需基准长度 L'_d 。

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + 1.57(D_{d1} + D_{d2}) = 2 \times 1500 + 1.57 \times (500 + 500) \\ &= 4570 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 3-15, 查得与 L'_d 相邻近的基准长度 L_d 为 4500 mm 。

6. 实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = 1500 + \frac{4500 - 4570}{2} = 1500 - 35 = 1465 \text{ mm}$$

安装时所需的最小中心距

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 1465 - 0.015 \times 4500 = 1397.5 \text{ mm}$$

张紧或补充伸长的最大中心距

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 1500 + 0.03 \times 4500 = 1635 \text{ mm}$$

8. 确定 V 带根数

由表 3-20 查得 $P_0 = 33.15 \text{ kW}$, $\Delta P_0 = 0$; 表 3-8 查得 $K_a = 1$; 表 3-21 查得 $K_L = 0.96$, 则

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_a K_L} = \frac{280}{33.15 \times 1 \times 0.96} = 8.7 \text{ 根}$$

取 $Z = 9$ 根。

9. 单根 V 带的初拉力 F_0 及轴上的总压力 Q

$$\begin{aligned} 1) \quad F_0 &= 500 \frac{P_{ca}}{Zv} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \\ &= 500 \times \frac{280}{9 \times 33.223} \left(\frac{2.5}{1} - 1 \right) + 0.37 \times 33.223^2 \\ &= 1151.07 \text{ N} \end{aligned}$$

2) 轴上总压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 9 \times 1151.07 \times \sin \frac{180^\circ}{2} = 20719.26 \text{ N}$$

10. V 带带轮设计计算

参考图 3-9d 和表 3-22 设计计算带轮结构尺寸, 并画零件工作图。

例题 2 设计某一颗粒饲料压粒机采用的窄 V 带传动。已知电动机功率为 30 kW , 转速 $n_1 = 1460 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 1.15$, 中心距 $a = 900 \text{ mm}$ 。

解:

1. 求计算功率 P_{ca}

由于载荷变动较大,采用鼠笼式异步交流的电动机,每日工作时间不超过 10 小时,因此查表 3-7 可得 $K_A=1.2$,则

$$P_{ca}=K_A P=1.2 \times 30=36 \text{ kW}$$

2. 选择窄 V 带型号

根据 $n_1=1460 \text{ r/min}$, $P_{ca}=36 \text{ kW}$,由图 3-18 选取窄 V 带型号为 SPA。

3. 选择带轮基准直径

取 $D_{d1}=200 \text{ mm}$,则 $iD_{d1}=1.15 \times 200=230 \text{ mm}$,由表 3-6 取标准直径 $D_{d2}=236 \text{ mm}$ 。

传动比 $i=\frac{D_{d2}}{D_{d1}}=\frac{236}{200}=1.18$, $\frac{1.18-1.15}{1.18}=0.025=2.5\%$, $\pm 5\%$ 之内是允许的。

$$n_2=\frac{n_1}{i}=\frac{1460}{1.18}=1237.3 \text{ r/min}$$

4. 带速 v

$$v=\frac{\pi D_{d1} n_1}{60 \times 1000}=\frac{\pi \times 200 \times 1460}{60 \times 1000}=15.3 \text{ m/s}$$

5. 确定所需基准长度 L'_d

$$\begin{aligned} L'_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_{d1} + D_{d2}) + \frac{(D_{d2} - D_{d1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 900 + \frac{\pi}{2}(200 + 236) + \frac{(200 - 236)^2}{4 \times 900} = 2014 \text{ mm} \end{aligned}$$

由表 3-15,取基准长度 $L_d=2000 \text{ mm}$ 。

实际中心距

$$a = a_0 + \frac{L_d - L'_d}{2} = 900 + \frac{2000 - 2014}{2} = 893 \text{ mm}$$

与题给 $a_0=900 \text{ mm}$ 的误差为 $\frac{900 - 893}{900} = 0.0077 = 0.77\%$,误差很小。

安装时所需最小中心距

$$a_{\min} = a - 0.015L_d = 893 - 0.015 \times 2000 = 863 \text{ mm}$$

张紧或补偿伸长所需最大中心距

$$a_{\max} = a + 0.03L_d = 893 + 0.03 \times 2000 = 953 \text{ mm}$$

6. 小带轮包角

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_{d2} - D_{d1}}{a} \times 57.3 = 180^\circ - \frac{236 - 200}{893} \times 57.3 = 177^\circ$$

7. 窄 V 带根数

由表 3-18 查得 $P_0=8.10 \text{ kW}$, $\Delta P_0=0.24 \text{ kW}$;查表 3-8 得 $K_\alpha \approx 1$;查表 3-21 得 $K_L=0.96$

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_\alpha K_L} = \frac{36}{(8.1 + 0.24) \times 1 \times 0.96} = 4.5 \text{ 根}$$

取 $Z=5$ 根。

8. 单根窄 V 带初拉力 F_0

$$F_0 = \frac{500P_{ca}}{Zv} \left(\frac{2.5}{K_\alpha} - 1 \right) + qv^2 = \frac{500 \times 36}{5 \times 15.3} \left(\frac{2.5}{1} - 1 \right) + 0.12 \times 15.3^2 = 381.1 \text{ N}$$

9. 轴上压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 5 \times 381.1 \times \sin \frac{177^\circ}{2} = 3810\text{N}$$

10. 窄 V 带带轮结构尺寸设计计算

参考图 3-9d 及表 3-22 设计计算并绘制带轮零件工作图。

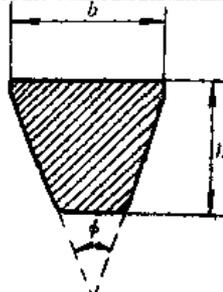
二、有效宽度制窄 V 带、联组窄 V 带传动设计计算。

(一) 窄 V 带(有效宽度制)尺寸规格

1. 窄 V 带(有效宽度制)的截面尺寸

表 3-23 有效宽度制窄 V 带的截面尺寸

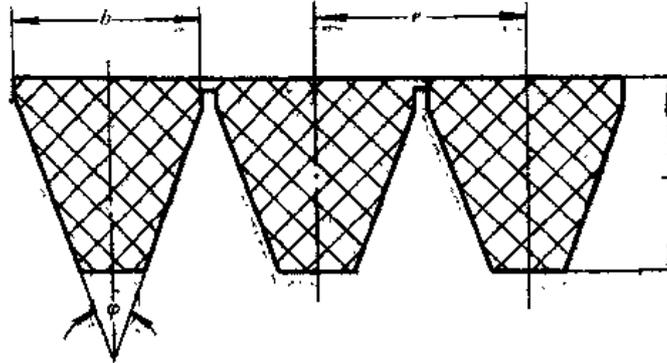
mm

	带 型	顶宽 b	高度 h	楔角 ϕ
	9N(3V)	9.5	8.0	40°
	15N(5V)	15.5	13.5	
	25N(8V)	25.5	23.0	

括号内是美、日等国采用的带型号代号。

表 3-24 联组窄 V 带的截面尺寸

mm



带 型	b	h	e	ϕ	最多联组根数
9J	9.5	10	10.3	40°	5
15J	15.5	16	17.5		
25J	25.5	26.5	28.6		

2. 单根窄 V 带和联组窄 V 带的有效长度系列

表 3-25 窄 V 带和联组 V 带的有效长度系列

mm

有效长度 L_e		带 型			配组公差
基本尺寸	极限偏差	9N/9J	15N/15J	25N/25J	
630	±8				2.5
670					
710					
760					
800					
850					
900					
950					
1000					
1080					
1145	±10	9N/9J			5
1205					
1270					
1345					
1420					
1525					
1600					
1700					
1800					
1900					
2030	±13				7.5
2160					
2290					
2410					
2540					
2690					
2840					
3000					
3180					
3350					
3550	±15		15N/15J		
3810					
4060					
4320					

有效长度 L_e		带 型			配组公差
基本尺寸	极限偏差	9N/9J	15N/15J	25N/25J	
4570	±20				10
4830					
5080					
5380					
5690					
6000					
6350					
6730					
7100					
7620					
8000	±25				12.5
8500					
9000					
9500					
10160					
10180	±30				15
11430					
12060					
12700					

(二) 窄 V 带、联组窄 V 带(有效宽度制)传动的设计计算

窄 V 带、联组窄 V 带(有效宽度制)的设计计算方法,可参照表 3-16 进行。但应注意下列各点:

1. 选择带型时,是根据计算功率 P_{ca} 和小带轮转速 n_1 由图 3-21 选取。
2. 大、小带轮直径应根据表 3-26 选定其有效直径 D_e ,但不得小于表 3-27 的最小有效直径。
3. 计算传动比 i 、带速 v 时,必须用带轮的节圆直径 D_p ,在计算带长 L_e 、中心距 a 和包角 α 时,则用带轮的有效直径 D_e 。

$$D_p = D_e - 2\Delta_e$$

Δ_e 值查表 3-28。节圆直径 D_p 和有效直径 D_e 的对应关系可由表 3-26 直接查得。

4. 根据有效直径计算所需的带长,应按表 3-25 选取带的有效长度 L_e 。
5. 计算带的根数时,基本额定功率、 $i \neq 1$ 时额定功率的增量查表 3-29~表 3-31,包角修正系数 K_α 查表 3-8,带长修正系数 K_L 值表 3-32。
6. 联组窄 V 带的设计计算和窄 V 带完全一样,按所需根数选取联组带和组合形式。产品有 2、3、4、5 联组四种,可参考表 3-33。

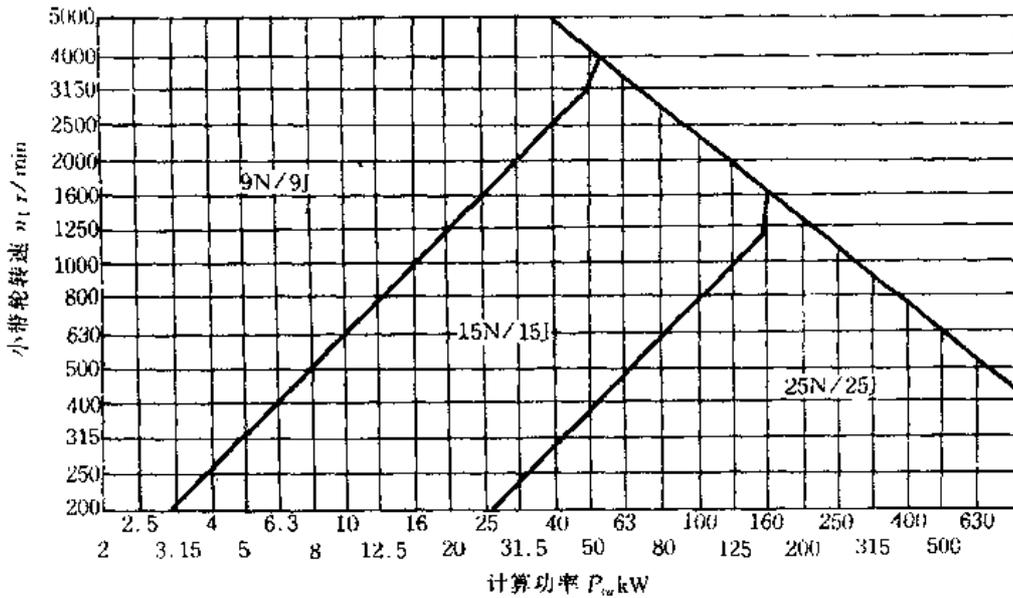


图 3-19 窄 V 带(有效宽度制)选型图

7. 有效宽度制窄 V 带轮的设计计算, 其有效直径系列见表 3-26, 最小有效直径见表 3-27。带轮轮缘尺寸按表 3-28, 其余均可参考图 3-9 进行。

表 3-26 窄 V 带轮的有效直径序列及其节径

mm

有效直径 d_e	带 型			有效直径 d_e	带 型		
	9N/9J	15N/15J	25N/25J		9N/9J	15N/15J	25N/25J
	节 径 D_f				节 径 D_f		
67	65.8			335		332.4	330
71	69.8			355	353.8	352.4	350
75	73.8			375		372.4	370
80	78.8			400	398.8	397.4	395
85	83.8			425			420
90	88.8			450			445
95	93.8			475	473.8	472.4	470
100	98.8			500	498.8	497.4	495
106	104.8			530		527.4	525
112	110.8			560		556	
118	116.8			600		197.4	595
125	123.8			630	628.8	627.4	625
132	130.8			670			
140	138.8			710	707.4		
150	148.8			750		745	
160	158.8			800	798.8	797.4	795
170	168.8			850	848.8		

有效直径 d_e	带 型			有效直径 d_e	带 型		
	9N/9J	15N/15J	25N/25J		9N/9J	15N/15J	25N/25J
	节 径 D_p				节 径 D_p		
180		177.4		900		947.4	895
190		187.4		950		947.4	
200	198.8	197.4		1000		997.4	995
212		209.4		1120		1117.4	1115
224		221.4		1250		1247.4	1245
236		233.4		1350			1345
250	248.8	247.4		1600		1597.4	1595
265	263.8	262.4		1800		1797.4	1795
280		277.4		2000			1995
300		297.4		2240			2235
315	313.8	312.4	310	2500			2495

注:1. 直径的极限偏差:有效直径按C11,外径按h12。

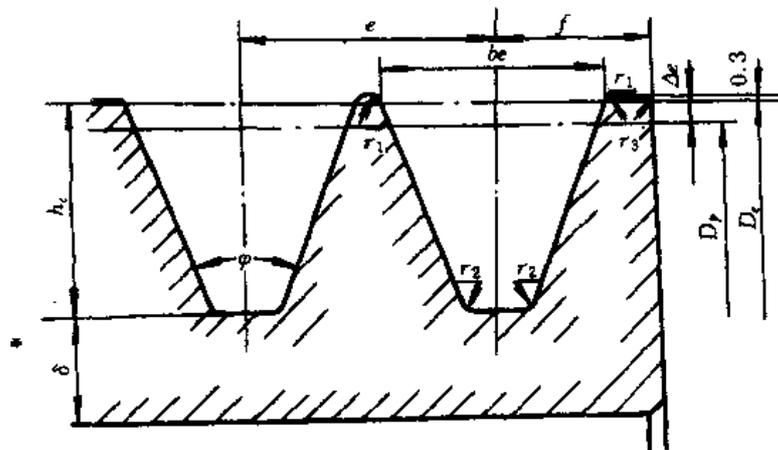
2. 没有节径尺寸的有效直径不推荐采用。

表 3-27 窄 V 带轮的最小有效直径

mm

带 型	9N/9J	15N/15J	25N/25J
$d_{e\min}$	67	180	315

表 3-28 窄 V 带轮轮缘尺寸



项 目	符 号	槽 型		
		9N/9J	15N/15J	25N/25J
有效宽度	b_e	8.9 ± 0.13	15.2 ± 0.13	$25.4N/25J$
有效线差	Δ_e	0.6	1.3	2.5
轮槽深	h_c	$9.5^{+0.5}$	$15.5^{+0.5}$	$25.5^{+0.5}$

项 目		符号	槽 型			
			9N/9J	15N/15J	25N/25J	
槽间距		e	10.3±0.25	17.5±0.25	28.6±0.4	
第一槽对称面到端面的距离		f_{min}	9	13	19	
最小轮缘厚		δ_{min}	5.5	7.5	12	
倒圆半径		r_1	0.2~0.5	0.2~0.5	0.2~0.5	
		r_2	0.5~1.0	0.5~1.0	0.5~1.0	
		r_3	1~2	2~3	3~5	
轮 槽 角	36° 38° 40° 42°	相应的 有效直 径 D_e	≤90 >90~150 >150~305 >305	≤255 >255~405 >405	≤405 >405~570 >570	
	极限偏差		±0.5°			
* 窄 V 带每米长重量			q	0.10kg/m	0.26kg/m	0.57kg/m

* 摘自石油部钻井设备研究所沈阳橡胶机械厂《产品与使用》。

表 3-29 9N/9J 型窄 V 带的额定功率

小带轮转速 n_1 r/min		单根 V 带的基本额定功率 P_0										$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_0										带速 v m/s v_0
		小带轮基准直径 D_{r1} mm										传 动 比 i										
		67	75	88	90	100	112	125	160	200	250	1.00	1.02	1.06	1.12	1.19	1.27	1.39	1.58	1.95	≥3.39	
200	0.21	0.27	0.31	0.38	0.46	0.54	0.64	0.88	1.16	1.50	0.00	0.00	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.03	0.03	0.03	5	
400	0.38	0.50	0.57	0.71	0.85	1.01	1.19	1.66	2.18	2.83	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.05	0.06	0.07	0.07		
600	3.54	2.70	0.80	1.01	1.21	1.45	1.71	2.39	3.15	4.08	0.00	0.01	0.02	0.04	0.06	0.07	0.08	0.09	0.10	0.10		
730①	0.63	0.82	0.95	1.19	1.43	1.17	2.02	2.83	3.73	4.83	0.00	0.01	0.03	0.05	0.07	0.08	0.10	0.11	0.12	0.13		
980	0.80	1.06	1.22	1.54	1.85	2.23	2.63	3.69	4.86	6.28	0.00	0.01	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	10	
1200	0.94	1.25	1.44	1.83	2.21	2.66	3.14	4.40	5.79	7.45	0.00	0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.18	0.20	0.21		
1460①	1.10	1.47	1.69	2.16	2.61	3.14	3.71	5.21	6.94	8.75	0.00	0.02	0.06	0.10	0.13	0.16	0.19	0.21	0.23	0.25	15	
1600	1.17	1.58	1.83	2.32	2.81	3.39	4.01	5.62	7.36	9.39	0.00	0.02	0.06	0.11	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26	0.28		
1800	1.28	1.73	2.01	2.56	3.10	3.74	4.42	6.19	8.09	10.25	0.00	0.03	0.07	0.12	0.17	0.21	0.24	0.27	0.30	0.31	25	
2000	1.39	1.88	2.19	2.79	3.38	4.09	4.82	6.74	8.71	11.03	0.00	0.03	0.08	0.14	0.19	0.23	0.27	0.30	0.33	0.35		
2400	1.58	2.16	2.52	3.22	3.91	4.72	5.58	7.75	9.98	12.33	0.00	0.03	0.10	0.17	0.23	0.27	0.32	0.36	0.39	0.42	30	
2800①	1.76	2.42	2.83	3.63	4.41	5.32	6.27	8.64	10.98	13.24	0.00	0.04	0.11	0.19	0.26	0.32	0.37	0.42	0.46	0.49		
3200	1.92	2.66	3.11	4.00	4.86	5.86	6.89	9.41	11.75	—	0.00	0.05	0.13	0.22	0.30	0.37	0.43	0.48	0.52	0.56	35	
3600	2.07	2.88	3.37	4.43	5.27	6.34	7.44	10.04	12.25	—	0.00	0.05	0.14	0.25	0.34	0.41	0.48	0.54	0.59	0.63		
4000	2.19	3.07	3.61	4.65	5.64	6.77	7.91	10.51	—	—	0.00	0.06	0.16	0.28	0.38	0.45	0.54	0.60	0.66	0.69		
4500	2.33	3.29	3.87	4.98	6.04	7.22	8.33	10.85	—	—	0.00	0.07	0.18	0.31	0.42	0.51	0.60	0.68	0.74	0.75		
5000	2.44	3.46	4.08	5.26	6.36	7.56	8.71	—	—	—	0.00	0.07	0.20	0.35	0.47	0.57	0.67	0.75	0.82	0.87		

①为常用转速。

表 3-30 15N/15J 型窄 V 带的额定功率

小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_c										带速 v m/s ≈
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i										
	180	200	224	250	280	315	355	400	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	3.39	
200	2.13	2.54	3.02	3.54	4.14	4.83	5.61	6.47	0.00	0.02	0.04	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.19	0.20	5
300	3.05	3.64	4.34	5.10	5.97	6.97	8.10	9.55	0.00	0.02	0.07	0.12	0.16	0.19	0.23	0.26	0.28	0.30	
400	3.92	4.69	5.61	6.59	7.72	9.02	10.48	12.11	0.00	0.03	0.09	0.16	0.21	0.26	0.30	0.34	0.37	0.39	10
500	4.75	5.70	6.83	8.03	9.41	10.99	12.77	14.75	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.32	0.38	0.43	0.46	0.49	
600	5.56	6.68	8.00	9.42	11.04	12.90	14.98	17.27	0.00	0.05	0.13	0.24	0.32	0.39	0.45	0.51	0.56	0.59	
730 [ⓐ]	6.57	7.90	9.48	11.17	13.08	15.25	17.71	20.39	0.00	0.06	0.16	0.28	0.39	0.47	0.55	0.62	0.67	0.71	15
860	7.10	8.54	10.25	12.07	14.14	16.50	19.12	21.98	0.00	0.07	0.18	0.31	0.43	0.52	0.61	0.68	0.74	0.79	
980 [ⓑ]	8.40	10.12	12.16	14.51	16.14	19.30	22.33	25.79	0.00	0.08	0.21	0.38	0.52	0.63	0.75	0.84	0.91	0.96	20
1200	9.90	11.94	14.33	16.85	19.67	22.83	26.25	29.84	0.00	0.10	0.27	0.47	0.64	0.78	0.91	1.02	1.11	1.18	
1460 [ⓐ]	11.52	13.90	16.67	19.55	22.73	26.22	29.90	33.58	0.00	0.12	0.33	0.57	0.78	0.95	1.11	1.24	1.36	1.44	25
1600	12.38	14.88	17.82	20.87	24.02	27.80	31.53	35.14	0.00	0.13	0.36	0.63	0.85	1.03	1.21	1.36	1.49	1.57	
1800	13.41	16.17	19.32	22.66	26.04	29.70	33.33	36.63	0.00	0.15	0.40	0.71	0.96	1.16	1.36	1.53	1.67	1.77	35
2000	14.39	17.33	20.62	24.02	27.55	31.15	34.52	—	0.00	0.17	0.45	0.78	1.07	1.29	1.51	1.70	1.86	1.97	
2400	16.03	19.22	22.74	26.15	29.51	32.56	—	—	0.00	0.20	0.54	0.94	1.28	1.55	1.82	2.05	2.23	2.38	
2800	17.19	20.49	23.97	27.12	—	—	—	—	0.00	0.23	0.63	1.10	1.49	1.81	2.21	2.39	2.60	2.75	
3200	17.84	21.06	24.24	—	—	—	—	—	0.00	0.26	0.72	1.25	1.71	2.07	2.42	2.73	2.97	3.15	
3600	17.90	20.84	—	—	—	—	—	—	0.00	0.30	0.81	1.41	1.92	2.33	2.73	3.07	3.34	3.54	

ⓐ为常用转速。

表 3-31 25N/25J 型窄 V 带的额定功率

小带轮转速 n_1 r/min	单根 V 带的基本额定功率 P_0								$i \neq 1$ 时额定功率增量 ΔP_c										带速 v m/s ≈
	小带轮基准直径 D_{d1} mm								传 动 比 i										
	315	335	355	400	450	500	560	600	1.00 ~ 1.01	1.02 ~ 1.05	1.06 ~ 1.11	1.12 ~ 1.18	1.19 ~ 1.26	1.27 ~ 1.38	1.39 ~ 1.57	1.58 ~ 1.94	1.95 ~ 3.38	3.39	
100	4.90	5.46	6.02	7.28	8.66	10.04	11.67	12.76	0.00	0.04	0.11	0.20	0.27	0.33	0.39	0.43	0.47	0.50	5
200	9.02	10.09	11.16	13.55	16.18	18.79	21.89	23.94	0.00	0.08	0.23	0.40	0.54	0.66	0.72	0.87	0.94	1.00	
300	12.82	14.39	15.93	19.40	23.20	26.96	31.42	34.35	0.00	0.13	0.34	0.60	0.80	0.99	1.16	1.30	1.42	1.50	10
400	16.38	18.41	20.42	24.91	29.82	34.65	40.35	44.09	0.00	0.17	0.46	0.80	1.09	1.32	1.54	1.73	1.89	2.00	
500	19.75	22.22	24.67	30.12	36.06	41.88	48.70	53.15	0.00	0.21	0.57	1.00	1.36	1.64	1.93	2.17	2.36	2.50	15
600	22.93	25.82	28.69	35.03	41.92	48.62	56.42	61.64	0.00	0.25	0.69	1.20	1.63	1.97	2.31	2.60	2.83	3.00	
730 [ⓐ]	26.79	30.13	33.50	40.96	48.93	56.61	65.42	71.04	0.00	0.30	0.84	1.45	1.98	2.40	2.81	3.16	3.44	3.65	20
800	28.75	32.41	36.02	43.95	52.43	60.55	69.78	75.60	0.00	0.34	0.91	1.59	2.17	2.63	3.08	3.47	3.78	4.00	
960 [ⓑ]	32.84	37.02	41.13	50.08	59.50	68.32	78.02	84.02	0.00	0.40	1.10	1.91	2.61	3.17	3.70	4.16	4.51	4.78	30
1100	36.05	40.45	44.54	54.76	64.74	73.87	83.89	91.31	0.00	0.46	1.26	2.91	3.62	4.24	4.77	5.19	5.50	5.80	
1200	38.07	42.90	47.59	57.60	67.78	76.90	87.84	91.52	0.00	0.50	1.37	2.39	3.29	3.95	4.62	5.01	5.63	6.00	
1300	38.87	44.89	49.75	60.01	70.24	79.13	—	—	0.00	0.55	1.49	2.59	3.53	4.27	5.01	5.63	6.14	6.50	
1400 [ⓐ]	42.22	47.52	52.48	62.85	72.76	80.79	—	—	0.00	0.61	1.37	2.91	3.96	4.80	5.62	6.33	6.89	7.30	
1600	43.87	49.16	54.24	64.77	—	—	—	—	0.00	0.67	1.83	3.19	4.34	5.26	6.16	6.93	7.55	8.00	
1800	45.08	50.42	55.33	64.74	—	—	—	—	0.00	0.76	2.06	3.59	4.88	5.92	6.93	7.80	8.50	9.00	
2000	45.18	50.26	54.77	—	—	—	—	—	0.00	0.84	2.29	3.99	5.43	6.58	7.70	8.67	9.44	10.00	

表 3-32 带长修正系数 K_L

有效长度 L_e	带 型			有效长度 L_e	带 型		
	9N/9J	15N/15J	25N/25J		9N/9J	15N/15J	25N/25J
630	0.83			3000	1.12	999	0.89
670	0.84			3180	1.13	1.00	0.90
710	0.85			3350	1.14	1.01	0.91
760	0.86			3550	1.15	1.02	0.92
800	0.87			3810		1.04	0.94
850	0.88			4060		1.05	0.94
900	0.89			4320		1.06	0.95
950	0.90			4570		1.06	0.95
1015	0.92			4830		1.07	0.96
1080	0.93			5080		1.08	0.97
114.5	0.94			5380		1.09	0.98
1205	0.95			5690		1.09	0.98
1270	0.96	0.85		6000		1.10	0.99
1345	0.97	0.86		6350		1.11	1.00
1420	0.98	0.87		6730		1.12	1.01
1525	0.99	0.88		7100		1.13	1.02
1600	1.00	0.89		7620		1.14	1.03
1700	1.01	0.90		8000		1.15	1.03
1800	1.02	0.91		8500		1.16	1.04
1900	1.03	0.92		9000		1.17	1.05
2030	1.04	0.93		9500			1.06
2160	1.06	0.94		10160			1.07
2290	1.07	0.95		10800			1.08
2410	1.08	0.96		11430			1.09
2540	1.09	0.96	0.87	12060			1.09
2690	1.10	0.97	0.88	12700			1.10
2480	1.11	0.98	0.88				

表 3-33 联组窄 V 带的组合

所需窄 V 带根数	组合形式	所需窄 V 带根数	组合形式
6	3,3 ^①	11	4,3,4
7	3,4	12	4,4,4,
8	4,4	13	4,5,4
9	5,4	14	5,4,5
10	5,5	15	5,5,5
		16	4,4,4,4

①数字表示--根联组窄 V 带的联组根数。

设计计算举例

例题 1 大庆 I-130 石油钻机上联动机组并车传动胶带,已知传动轴输入功率为 565kW,转速为 912r/min,传动比 $i=1$ 。设计此窄 V 带传动。

解:

1. 求计算功率

按载荷变动较大连续工作(一天工作时间大于 16h)采用鼠笼式交型异步电动机,由表 3-7 得 $K_A=1.4$

$$P_{ca}=1.4 \times 565 = 790 \text{ kW}$$

2. 选择 V 带带型

根据 P_{ca} 、 n_1 和图 3-19,应选 25N/25J 型 V 带

3. 确定小带轮直径

取带轮最小有效直径 $D_{e1}=630\text{mm}$,则 $D_{e2}=630\text{mm}$ 。为了与原设计 E 型普通 V 带带轮直径 630mm 对比,故取 $D_{e1}=630\text{mm}$ 。

4. 带速

由 $D_{p1}=D_{e1}-2\Delta_e$, 由表 3-28 查 $\Delta_e=2.5\text{mm}$, 则 $D_{p1}=630-5=625\text{mm}$ 。

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 625 \times 912}{60 \times 1000} = 30 \text{ m/s} < 40 \text{ m/s}, \text{合适。}$$

5. 确定胶带有效长度和中心距

由于实际结构需要初定中心距 $a_0=2400\text{mm}$, 则

$$L'_e = 2 \times 2400 + 1.57(630 + 630) = 6778.2 \text{ mm}$$

由表 3-25 取 $L_e=7100\text{mm}$

实际中心距 a 为

$$a = a_0 + \frac{L_e - L'_e}{2} = 2400 + \frac{7100 - 6778.2}{2} = 2560.8 \text{ mm}$$

安装时所需最小中心距为:

$$a_{\min} = a - 0.015L_e = 2560.8 - 0.015 \times 7100 = 2454.3 \text{ mm}$$

张紧或补偿伸长所需的最大中心距为

$$a_{\max} = a + 0.03L_e = 2560.8 + 0.03 \times 7100 = 2773.8 \text{ mm}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ (\because i = 1)$$

6. 带的根数

由表 3-31, 由插入法得 $P_0 = 82\text{kW}$ 因 $i = 1$, $\Delta P_0 = 0$; 由表 3-32, $K_L = 1.02$

$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0) K_L K_a} = \frac{790}{82 \times 1 \times 1.02} = 9.445 \text{ 根, 取 } Z = 10 \text{ 根}$$

7. 确定初拉力 F_0

查表 3-28 得 $q = 0.57\text{kg/m}$, $K_a = 1$, 则

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{500P_{ca}}{ZV} \left(\frac{2.5}{K_a} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{500 \times 790}{10 \times 30} (2.5 - 1) + 0.57 \times 30^2 = 1830\text{N} \end{aligned}$$

8. 轴上压力 Q

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 10 \times 1830 \times 1 = 36600\text{N}$$

9. 带轮结构尺寸设计计算

按图 3-9 及表 3-28 进行结构尺寸设计。

10. 窄 V 带的制造和工艺特点

- 1) 要保证胶带断面形状和尺寸的正确性;
- 2) 要保证每根带芯具备应有的抗拉强度;
- 3) 要保证带芯与带体胶料的粘着性能;
- 4) 要保证带芯排列位置的一致性和均匀性;
- 5) 要保证带芯在成型过程中强力的均匀性和带芯的热定伸稳定性;
- 6) 要保证各层带体的胶料必须符合胶带各层位的性能要求。

为了满足上述要求, 必须对现有胶料配方、带芯材料、成型方法、硫化工艺及热定伸设备进行必要的技术设计。对每一步中间工序必须进行系统的试验研究, 以得到最佳效果。

例题 2 上海毛纺厂采用日本机械株式会社 WL-59 型 (80") 四锡林梳毛机。电动机功率为 $P = 22\text{kW}$, $n_1 = 970\text{r/min}$, $i = 2$, 每日工作时间 16 小时。设计此窄 V 带传动。

解:

1. 求计算功率

由表 3-7, 查得 $K_A = 1.4$, 则

$$P_{ca} = K_A P = 1.4 \times 22 = 30.8\text{kW}$$

2. 选择带型

根据 $n_1 = 970\text{r/min}$; 计算功率 $P_{ca} = 30.8\text{kW}$, 由图 3-19, 选定代号为 15N/15J 带型。

3. 确定带轮有效直径

按表 3-27, 15N/15J 的最小直径 $D_{e1} = 200\text{mm}$, 其节径 $D_{p1} = 197.4\text{mm}$; 大带轮有效直径 $D_{e2} = D_{e1}i = 200 \times 2 = 400\text{mm}$, 其节径 $D_{p2} = 397.4\text{mm}$ 。因此

$$i = \frac{397.4}{197.4} = 2.013$$

4. 带速

$$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 197.4 \times 970}{60 \times 1000} = 10.027\text{m/s}。 \text{合适}$$

5. 中心距、带长

1) 中心距 a_0 : $0.7(D_{e1}+D_{e2}) \leq a_0 \leq 2(D_{e1}+D_{e2})$

初定中心距 $a_0=600\text{mm}$

2) 计算所需有效长度

$$\begin{aligned} L'_e &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_{e1}+D_{e2}) + \frac{(D_{e2}-D_{e1})^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 600 + \frac{\pi}{2}(200+400) + \frac{(400-200)^2}{4 \times 600} \\ &= 1200 + 942.5 + 33.33 \\ &= 2175.83\text{mm} \end{aligned}$$

由表 3-25, 查得相邻近的 $L_e=2160\text{mm}$ 。

3) 实际中心距 a

$$\begin{aligned} a &= a_0 + \frac{L_e - L'_e}{2} = 600 + \frac{2160 - 2175.83}{2} \\ &= 600 - 7.9 = 592\text{mm} \end{aligned}$$

安装时所需最小、最大中心距:

$$a_{\min} = a - 0.015L_e = 592 - 0.015 \times 2160 = 559.6\text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_e = 592 + 0.03 \times 2160 = 656.8\text{mm}$$

$$6. \alpha = 180^\circ - \frac{D_{e2} - D_{e1}}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{400 - 200}{592} \times 57.3^\circ = 160.64^\circ$$

7. V 带根数

查表 3-30 得 $P_0=10.10\text{kW}$, $\Delta P_0=0.9\text{kW}$; 查表 3-8 得 $K_s=0.95$; 查表 3-32 得 $K_L=0.94$ 。

则
$$Z = \frac{P_{ca}}{(P_0 + \Delta P_0)K_sK_L} = \frac{30.8}{(10.10 + 0.9) \times 0.95 \times 0.94} = 3.135$$

取 $Z=3$ 根。

8. 计算初拉力 F_0

查表 3-28 得 $q=0.26\text{kg/m}$, 则

$$\begin{aligned} F_0 &= \frac{500P_{ca}}{2v} \left(\frac{2.5}{K_s} - 1 \right) + qv^2 \\ &= \frac{500 \times 30.8}{3 \times 10} \left(\frac{2.5}{0.95} - 1 \right) + 0.26 \times 10^2 = 862.73\text{N} \end{aligned}$$

9. 作用在轴上总压力

$$Q = 2ZF_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 3 \times 862.73 \times \sin \frac{161.15^\circ}{2} = 5110\text{N}$$

10. 窄 V 带轮结构尺寸设计计算

根据图 3-9 及表 3-28 设计计算。

§ 3-4 平带传动的设计计算

(一) 单位面积传递功率的计算

传动胶带是平型带中用得较多的一种, 俗称帆布胶带, 我国主要生产包层式胶带, 由胶帆

布包卷粘合硫化而成。它可根据需要截取带长后用接头连成环形,接头形式可参照有关机械设计手册。

单位面积传动胶带所能传递功率的计算公式,仍由式(3-17)导出,即

$$P_0 = ([\sigma] - \sigma_{b1} - \sigma_c) A \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha_1}}\right) v \times 1000^{-3}, \text{kW}$$

所需传动胶带的截面尺寸为

$$b\delta = \frac{P_{ca}}{P_0 K_\alpha K_\beta} \quad (3-31)$$

式中: P_0 — $\alpha_1 = \alpha_2 = 180^\circ$, 水平布置、平稳工作情况下单位面积传动胶带所能传递的功率(见表 3-34), kW/cm²。

表 3-34 胶帆布平带单位面积传递的基本额定功率 P_0
($\alpha = 180^\circ$ 、载荷平稳、初拉应力 $\sigma_0 = 1.8\text{MPa}$) kW/cm²

$\frac{D_1}{\delta}$	带 速 v m/s										
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
30	1.1	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.7	2.9	3.0
35	1.1	1.3	1.5	1.7	2.0	2.2	2.4	2.5	2.7	2.9	3.1
40	1.1	1.3	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	2.9	3.1
50	1.2	1.4	1.6	1.8	2.1	2.3	2.5	2.6	2.8	3.0	3.2
75	1.2	1.4	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5	2.7	2.9	.1	3.3
100	1.2	1.4	1.7	1.9	2.1	2.4	2.5	2.8	2.9	3.2	3.4

$\frac{D_1}{\delta}$	带 速 v m/s										
	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	
30	3.2	3.3	3.5	3.6	3.7	4.0	4.1	4.3	4.3	4.3	
35	3.2	3.4	3.4	3.7	3.8	4.0	4.1	4.3	4.4	4.4	
40	3.3	3.4	3.6	3.7	3.9	4.1	4.3	4.4	4.4	4.5	
50	3.4	3.5	3.7	3.8	4.0	4.2	4.4	4.5	4.5	4.6	
75	3.5	3.6	3.8	3.8	4.1	4.3	4.5	4.6	4.7	4.7	
100	3.6	3.7	3.9	4.0	4.1	4.4	4.6	4.7	4.7	4.8	

注:本表只适用于 $b > 300\text{mm}$ 的帆胶布平带。

(二)规格

胶帆布平带规格见表 3-35。

其标记示例:

帆布平带宽 50mm、胶帆布层 3 层、带长为 2240mm:

胶帆布平带 50×3×2240

表 3-35 胶帆布平带规格

mm

胶帆布层数 Z	带 厚 ^① δ	宽度范围 b	最小带轮直径	
			推荐	许用
3	3.6	16~20	160	112
4	4.8	20~315	224	160
5	6	63~315	280	200
6	7.2	63~500	315	224
7	8.4	200~500	355	280
8	9.6		400	315
9	10.8		450	355
10	12		500	400
11	13.2	355~500	560	450
12	14.4		630	500

宽度系列:

16 20 25 32 40 50 63 71 80 90 100 112 125 140 160 180 200 224 250 280
315 355 400 450 500

①带厚为参考尺寸。

(三)设计计算

表 3-36 胶帆布平带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	说 明
1	小带轮直径	D_1	mm	$D_1 = (1100 \sim 1350) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}}$ 或 $D_1 = \frac{60000v}{\pi n_1}$	P ——传递功率, kW n_1 ——小带轮转速, r/min v ——带速 m/s, 最有利的转速 $v = 10 \sim 20$ m/s。 D_1 按表 3-6 取标准直径
2	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \leq v_{\max}$ 胶帆布平带 $v_{\max} = 30$ m/s	应使带速在最佳的范围内, 否则应改 D_1 值
3	大带轮直径	D_2	mm	$D_2 = i D_1 (1 - \epsilon) = \frac{n_1}{n_2} D_1 (1 - \epsilon)$ $\epsilon = 0.01 \sim 0.02$	n_2 ——大带轮转速 r/min ϵ ——弹性滑动率 D_2 按表 3-6 取标准值
4	中心距	a	mm	$a = (1.5 \sim 2)(D_1 + D_2)$ 且 $1.5(D_1 + D_2) \leq a \leq 5(D_1 + D_2)$	或根据结构要求定

续表

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	说 明
5	所需长度	L	mm	开口传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$ 交叉传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4a}$ 半交叉传动 $L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{4a}$	未考虑接头长度
6	小带轮包角	α_1	°	开口传动 $\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ \geq 150^\circ$ 交叉传动 $\alpha_1 \approx 180^\circ + \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ$ 半交叉传动 $\alpha_1 \approx 180^\circ + \frac{D_1}{a} \times 57.3^\circ$	
7	曲折次数	Y	1/s	$Y = \frac{1000uv}{L} \leq Y_{\max}$ $Y_{\max} = 6 \sim 10$	u ——带轮数
8	带厚	δ	mm	$\delta \leq \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30}\right) D_1$	按表 3-35 选取标准值
9	带的截面积	A	mm ²	$A = \frac{100K_A P}{P_0 K_a K_\beta}$	K_A ——工况系数,表 3-7 P_0 ——胶带单位截面积传递的功率, kW/cm ² ,表 3-34 K_a ——包角修正系数,表 3-7 K_β ——传动布置系数,表 3-38
	带宽	b	mm	$b = \frac{A}{\delta}$	按表 3-35 选取标准值
10	作用在轴上的力	Q	N	$Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2}$	σ_0 ——带的预紧力,一般取 $\sigma_0 = 1.8 \text{MPa}$
	带轮结构和尺寸				见本节

表 3-37 平带传动的包角修正系数 K_a

α°	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130	120
K_a	1.2	1.15	1.10	1.05	1.00	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82

表 3-38 传动布置系数 K_β

传动形式	两轮轴连心线与水平线交角 β		
	0~60°	60°~80°	80°~90°
	K_β		
自动张紧传动	1.0	1.0	1.0
简单开口传动(定期张紧或改缝)	1.0	0.9	0.8
交叉传动	0.9	0.8	0.7
半交叉传动、有导轮的角度传动	0.8	0.7	0.6

设计计算举例

例题 1 设计一带式运输机与减速机之间的平带传动。电动机为鼠笼型交流异步电动机, 功率 $P=7\text{kW}$, $n_1=960\text{r/min}$, 传动比 $i=3$, 单班工作, 传动水平布置。

解: 选用布胶带, 用图 3-13a 所示的方法张紧。计算可以选择胶帆布层数 3、4、5 三种方法进行计算。

计算项目	计算依据	计算结果			附注	
		单位	方案			
			1	2		3
帆布层数	Z		3	4	5	
由标准选取小带轮直径	D_1 表 3-6 及表 3-35	mm	160	200	250	
初步计算大带轮直径	$D_2=i(1-\epsilon)D_1$	mm	475	584	742	取 $\epsilon=0.01$
按标准选取大带轮直径	D_2 表 3-6	mm	450	500	710	
实际传动比 i	$i=\frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$		2.84	2.83	2.87	
带速	$v=\frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}$	m/s	8	10	12.5	
中心距	由表 3-36, 取 $a=1.5(D_1+D_2)$	mm	900	1100	1400	
带长	$L=2a+\frac{\pi}{2}(D_1+D_2)+\frac{(D_2-D_1)^2}{4a}$	mm	2780	2420	4350	

计算项目	计算依据	计算结果			附注	
		单位	方案			
			1	2		3
曲挠次数	$Y = \frac{1000uv}{L}$	1/s	5.755	5.85	5.747	均小于 Y_{max} =6~10
包角	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ$	度	161	160	160	均大于 150°
工况系数	K_A 表 3-7		1.0	1.0	1.0	
胶带单位截面积传递的功率	P_0 表 3-34, ($\frac{D_1}{\delta} = 40$)	kW	1.8	2.2	2.7	
包角系数	K_a 表 3-37		0.94	0.94	0.94	
布置系数	K_p 表 3-38		1.0	1.0	1.0	
带的截面积	$A = \frac{100K_A P}{P_0 K_a K_p}$	mm ²	372.34	304.44	248.223	
带宽	$b = \frac{A}{\delta}$, 由表 3-35 取标准值	mm	100	63	40	
作用在轴上的力	$Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2}$	N	1320	1080	880	取 $\sigma_0 = 1.8 \text{MPa}$

例题 2 设计铸造车间一运砂机的平带传动。已知： $P=7\text{kW}$, $n_1=2290\text{r/min}$, $i=2.5$ ；工作两班制，中心距 a 限定在 1.5m 以内。

解：

(1) 计算功率 $P_{ca} = K_A P$ ，由表 3-7，查得 $K_A = 1.2$ ，所以， $P_{ca} = K_A P = 1.2 \times 7 = 8.4\text{kW}$

(2) 小带轮直径 应用表 3-36 公式计算 D_1 不适用，所以参考汪琪编的《机械零件设计问题解析》一书表 6-14 确定 $D_1 = 125\text{mm}$ 。

(3) 大带轮直径 $D_2 = iD_1 = 2.5 \times 125 = 312.5$ ，圆整 $D_2 = 315\text{mm}$

(4) 带速

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 125 \times 2290}{60 \times 1000} = 15\text{m/s}$$

对开口传动，帆布包层带 $v_{max} = 20\text{m/s}$ ，而计算得出 $v = 15\text{m/s}$ ，合适。

(5) 带长

取 $a = 1200\text{mm}$ ，开口传动的平型带

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

$$= 2 \times 1200 + \frac{\pi}{2}(125 + 315) + \frac{(315 - 125)^2}{4 \times 1200} = 3098.3\text{mm}$$

(6) 小带轮包角

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ = 180^\circ - \frac{315 - 125}{1200} \times 60^\circ = 170.625^\circ$$

(7) 曲挠次数

$$Y = \frac{1000uv}{L} = \frac{1000 \times 2 \times 15}{3098.3} = 9.685 \approx (9 \sim 10) s^{-1}$$

(8) 带厚

$$\delta \leq \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30}\right) D_1 = \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30}\right) \times 125 = 3.125 \sim 4.2 \text{ mm}, \text{由表 3-35, 取 } \delta = 3.6 \text{ mm}, Z = 3$$

(9) 带的截面积 A

$$1) \text{由表 3-34: } \frac{D_1}{\delta} = \frac{125}{3.6} = 35; \quad v = 15 \text{ m/s 时, } P_0 = 3.1 \text{ kW/cm}^2$$

$$2) \text{由表 3-37, } K_a = 0.97$$

3) 定期张紧两轮中心线与水平线的夹角为 $0 \sim 60^\circ$ 时, 取 $K_\beta = 1$, 于是

$$A = \frac{100K_a P}{P_0 K_a K_\beta} = \frac{100 \times 1.2 \times 7}{3.1 \times 0.97 \times 1} = 280 \text{ mm}^2$$

(10) 带宽

$$b = \frac{A}{\delta} = \frac{280}{3.6} = 77.78 \text{ mm}, \text{由表 3-35, 取标准值 } b = 80 \text{ mm}$$

(11) 作用在轴上的压力 Q

$$Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1.8 \times 280 \times \sin \frac{170.625^\circ}{2} = 1010 \text{ N}$$

考虑新带的初拉力为正常拉紧力的 1.5 倍时作用在轴上的压力 Q_{\max} 为

$$Q_{\max} = 2 \times 1.5 \sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1.5 \times 1.8 \times 280 \sin \frac{170.625^\circ}{2} = 1512 \text{ N}$$

(12) 带轮结构设计(略)

二、高速带传动

带速 $v > 30 \text{ m/s}$ 、高速轴转速 $n_1 = 10000 \sim 50000 \text{ r/min}$ 都属于高速带传动, 带速 $v \geq 100 \text{ m/s}$ 称为超高速带传动。

高速带传动一般是开口的增速传动, 定期张紧时, i 可达到 4; 自动张紧时, i 可达到 6; 采用张紧轮传动时, i 可达到 8。小带轮直径 $D = 20 \sim 40 \text{ mm}$ 。

由于要求传动可靠, 运转平稳, 并有一定寿命, 所以都采用重量轻、厚度薄面均匀、曲挠性好的环形平带。

高速带传动的缺点是带的寿命短, 个别结构甚至只有几小时, 传动效率也较低。

(一) 规格

标记示例: 聚氨酯高速带 带厚 1mm 宽 25mm 内周长 1120mm;

聚氨酯高速带 $1 \times 25 \times 1120$

(二) 设计计算

高速带传动的设计计算, 可参照表 3-36 进行。但计算时应考虑下列各点:

1. 小带轮直径可取 $D_1 \geq d_0 + 2\delta_{\min}$ (d_0 ——轴直径, δ_{\min} ——最小轮缘厚度, 通常取 $3 \sim 5 \text{ mm}$)。若带速和安装尺寸允许, D_1 应尽可能选较大值。

2. 带速 v 应小于表 3-39 的 v_{\max} 。

3. 带的曲挠次数 Y 应小于表 3-39 的 Y_{\max} 。

4. 带厚 δ 可根据 D_1 和表 3-39 的 $\frac{\delta}{D_{\min}}$ 由表 3-40 选定。

5. 带宽 b 由下式计算, 并选取标准值:

$$b = \frac{K_A P}{K_f K_a K_\beta K_i ([\sigma] - \sigma_c) \delta v}, \text{mm} \quad (3-31)$$

式中 P ——传递功率, kW;

K_A ——工况系数, 表 3-7;

K_f ——拉力计算系数, 当 $i=1$, 带轮为金属材料时:

纤维编织带 0.47; 橡胶带 0.67; 聚氨脂带 0.79; 皮革带 0.72;

K_a ——包角修正系数, 查表 3-41;

K_β ——传动布置系数, 表 3-38;

K_i ——传动比系数, 表 3-42;

m ——带的质量, 表 3-43;

$[\sigma]$ ——带的许用拉应力, 表 3-44;

σ_c ——带的离心拉应力, MPa, $\sigma_c = mv^2$ 。

表 3-39 高速带传动的 $\frac{\delta}{D_{\min}}$ 、 v_{\max} 和 Y_{\max}

高速带种类			棉织带	麻、丝、锦 纶、织带	橡胶高速带	聚氨脂高速带	薄型锦纶片 复合平带
$\frac{\delta}{D_{\min}}$	推荐	\leq	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{100}$
	许用		$\frac{1}{40}$	$\frac{1}{25}$	$\frac{1}{30}$	$\frac{1}{20}$	$\frac{1}{50}$
v_{\max} m/s			40	50	40	50	80
Y_{\max} 1/s			60	60	100	100	50

表 3-40 高速带规格

mm

带宽 b	内周长度 L_i 范围	内周长度系列					
20	450~1000	450	480	500	530	560	600
25	450~1500	630	670	710	750	800	850
32	600~2000	900	950	1000	1060	1120	1180
40	710~3000	1250	1320	1400	1500	1600	1700
60	1000~3000	2500	2650	2800	3000		
带厚 δ	0.8 1.0 1.2 1.5 2.0 2.5 (3)						

注: 1. 编织带带厚无 0.8 和 1.2。 2. 括号内的尺寸尽可能不用。

表 3-41 高速带传动的包角修正系数 K_α

α°	220	210	200	190	180	170	160	150
K_α	1.20	1.15	1.10	1.05	1.0	0.95	0.90	0.85

表 3-42 传动比系数 K_i

主动轮转数	$\geq \frac{1}{1.25}$	$< \frac{1}{1.25} \sim \frac{1}{1.7}$	$< \frac{1}{1.7} \sim \frac{1}{2.5}$	$< \frac{1}{2.5} \sim \frac{1}{3.5}$	$< \frac{1}{3.5}$
从动轮转数					
K_i	1	0.95	0.90	0.85	0.80

表 3-43 高速带的质量 m kg/cm³

高速带种类	无覆胶 纺织带	覆胶 编织带	橡胶高 速带	聚氨酯 高速带	薄型皮革 高速带	薄型锦纶片 复合平带
质量 m	0.9×10^{-3}	1.1×10^{-3}	1.2×10^{-3}	1.34×10^{-3}	1×10^{-3}	1.13×10^{-3}

表 3-44 高速带的许用拉应力 $[\sigma]$ MPa

高速带种类	棉、丝、麻 纺织带	锦纶编织带	橡胶	高速带	聚氨酯 高速带	薄型锦纶片 复合平带
			涤纶绳芯	棉绳芯		
$[\delta]$	3.0	5.0	6.5	4.5	6.5	20

三、带轮

平带轮的设计要求、材料、轮毂尺寸、静平衡与 V 带相同。平带轮的直径、结构形式和辐板厚度见表 3-45。轮缘尺寸见表 3-46。为了防止掉带，通常在大带轮轮缘表面制成中凸度。

高速带传动必须使带轮的重量轻、质量均匀对称，运转时空气阻力小。常用铝或钢合金制造。各个面都应加工，轮缘工作表面的粗糙度都应为 $R_a 3.2 \mu\text{m}$ 。为防止掉带，主、从动轮轮缘表面都应制成中凸度。也可将轮缘表面的两边做成 2° 的锥度（薄型锦纶片复合平带的轮缘除外），如图 3-20a。为了防止运转时带与轮缘表面间形成气垫，轮缘表面应开环形槽，环形槽间距为 5~10mm，如图 3-20b（大轮可不开）。带轮必须按下述的要求进行动平衡。

带轮的结构形式参考图 3-9。带轮尺寸较大或因装拆需要（如装在两轴承间）可制成剖分式，剖分面应在轮辐处。

平带轮的直径、结构形式和轮辐板厚度 S 见表 3-45。轮缘尺寸见表 3-46。

表 3-45 平带轮的直径、结构形式和辐板厚度

孔径	带轮直径 D																			轮缘 宽度					
	30	36	43	51	60	70	80	90	100	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315		355	400	450	500	560~2900
辐板厚度																									
12~11																				20~32					
16~18																				20~50					
20~22																				20~55					
21~25																				10~60					
28~30																				10~80					
32~35																				10~110					
38~40																				60~160					
42~45																				60~160					
50~55																				90~200					
60~65																				90~200					
70~75																				90~200					
80~85																				110~250					
90~95																				110~250					

对带轮动平衡要求如下：

带轮类型	允许重心偏移量 $e \mu\text{m}$	精度等级
一般机械带轮 ($n \leq 1000\text{r/min}$)	50	G6.3
机床小带轮 ($n = 1500\text{r/min}$)	15	G2.5
主轴和一般磨头带轮 ($n = 6000 \sim 10000\text{r/min}$)	3~5	G2.5
高速磨头带轮 ($n = 15000 \sim 30000\text{r/min}$)	0.4~1.2	G1.0
精密磨床主轴带轮 ($n = 15000 \sim 50000\text{r/min}$)	0.08~0.25	G0.4

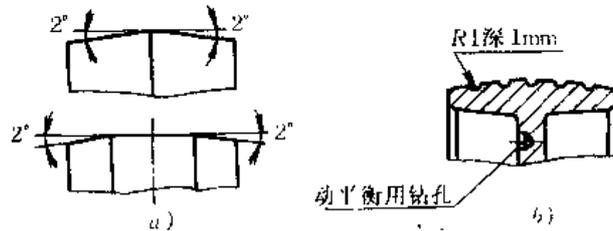


图 3-20 高速带轮轮缘

表 3-46 平带轮轮缘尺寸

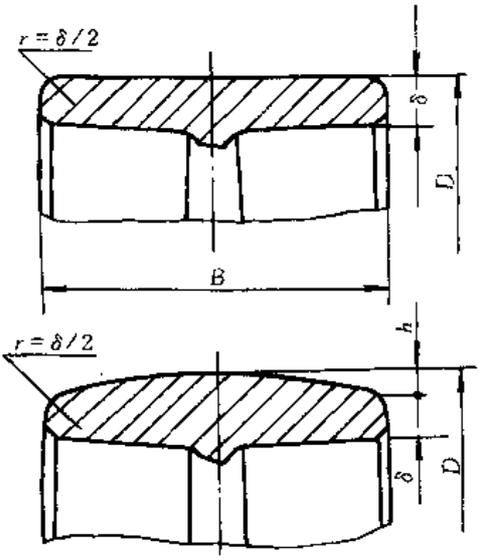
	带宽 b		轮缘宽 B	
	基本尺寸	偏差	基本尺寸	偏差
	16	±2	20	+1
	20			
	25			
	32			
	40			
	50			
	63		71	
	71	±3	80	±1.5
	80			
	90			
	100			
	112			
	125			
	140	±4	160	±2
	160			
	180			
	200			
	224			
	250			
	280	±5	315	±3
	315			
	355			
	400			
	450			
	500			

表 3-47 平带轮轮缘的中凸度

mm

带轮直径	中凸度 h_{min}	带轮直径	中凸度 h_{min}
40~112	0.3	125~140	0.4
160~180	0.5	200~224	0.6
250~280	0.8	315~355	1.0
400~500	1.2	560~710	1.5
800~1000	1.5~2.0 ^a	1120~1400	1.8~2.5 ^b
1600~2000	2.0~3.5 ^c		

注：轮宽 $B \geq 280$ mm 时，取大值。

四、平带的初拉力

平带的初拉力通常是给定的初拉应力 σ_0 。也可以由下式计算平带单位宽度的初拉力：

$$F_0' = \frac{500P_c}{bv} \left(\frac{3.2}{K_a} - 1 \right) + mv^2, \text{ N/mm}$$

式中： P_c ——计算功率，kW；

b ——带厚，mm；

v ——带速，m/s；

K_a ——包角修正系数，表 3-37；

m ——单位长度、单位宽度平带的质量，kg/(m·mm)。

为了测定所需的初拉力 F_0 ($F_0 = F_0' \times b$)，是在带的切边中点加一规定的载荷 G ，使切边长每 100mm 产生 1.00mm 的挠度，即 $f = \frac{l}{100}$ 来保证 (参阅图 3-7)。

表 3-48 测定胶帆布平带初拉力的 G 值

(产生挠度 $f = \frac{1}{100}$ mm 的载荷 $G = G' \times b$)

帆布胶带 层数	单位带宽的 载荷 G' N/mm	帆布胶带 层数	单位带宽的 载荷 G' N/mm
3	0.26	8	0.69
4	0.35	9	0.78
5	0.43	10	0.86
6	0.52	11	0.95
7	0.61	12	1.04

注：1. 按本表控制带的 $\sigma_0 = 1.8 \text{MPa}$ 。

2. 中心距小，倾斜角 β 大于 60° 时， G 值可减少 10%。

3. 自动张紧传动 G 值应大于 10%。

4. 新传动带 G 值应增大 30%~50%。

例 1 设计某一电站高速带传动。已知： $P = 3 \text{kW}$ ， $n_1 = 15000 \text{r/min}$ ， $n_2 = 30000 \text{r/min}$ ，运转平稳，工作一般一班 (8h)，采用橡胶高速带。

解：

1. 确定主动带轮直径 $D_1 = 40 \text{mm}$

2. 从动带轮直径 $D_2 = iD_1 = \frac{15000}{30000} \times 40 = 20 \text{mm}$

3. 带速

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 40 \times 15000}{60 \times 1000} = 31.416 \text{m/s} < 40 \text{m/s}$$

4. 中心距 a

$$1.5(D_1 + D_2) \leq a \leq 5(D_1 + D_2), 90 \leq a \leq 300, \text{ 由于结构要求取 } a = 300 \text{mm}$$

5. 带长

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \times 300 + \frac{\pi}{2}(20 + 40) + \frac{(20 - 40)^2}{4 \times 300} \\ = 575 \text{mm, 不包括接头长度}$$

6. 小带轮包角

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3 = 180^\circ - \frac{20 - 40}{300} \times 57.3 = 176^\circ > 150^\circ$$

7. 曲挠次数

$$Y = \frac{1000uv}{L} = \frac{1000 \times 2 \times 31.416}{57.5} = 90.4 \text{ s}^{-1} < 100 \text{ s}^{-1}$$

8. 带厚 δ

$$\delta \leq \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30}\right) D_1 = \left(\frac{1}{40} \sim \frac{1}{30}\right) \times 40 = 1 \sim 1.33, \text{ 由表 3-40 取 } \delta = 1.2 \text{ mm}$$

9. 带宽 b

$$b = \frac{1020 K_A P}{K_f K_a K_\beta K_i ([\sigma] - \sigma_c) \delta v}$$

K_A : 由表 3-7, 取 $K_A = 1$

K_f : 0.67

K_a : 由表 3-41, 取 $K_a = 0.98$

K_β : 由表 3-38, 当 $\beta = 0 \sim 60^\circ$ 时, 取 $K_\beta = 1$

K_i : 当 $\frac{\text{主动轮转数}}{\text{从动轮转数}} = \frac{15000}{30000} = \frac{1}{2}$, 由表 3-42, 取 $K_i = 0.9$

橡胶高速带, 由表 3-42, 查得 $m = 1.2 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$

$[\sigma]$: 橡胶高速带涤纶绳芯, 由表 3-44 查得 $[\sigma] = 6.5 \text{ MPa}$

$$\sigma_c = mv^2 = 1.2 \times 10^{-3} \times 31.416^2 = 1.18436 \text{ MPa}$$

以上各数值代入公式得

$$b = \frac{1 \times 3 \times 1020}{0.67 \times 0.98 \times 1 \times 0.9 (6.5 - 1.18436) \times 1.2 \times 31.416} = 25.84 \text{ mm}$$

由表 3-40, 查取标准值 $b = 25 \text{ mm}$

10. 带的截面积 A

$$A = b\delta = 25 \times 1.2 = 30 \text{ mm}^2$$

11. 作用在轴上的压力 Q

$$Q = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1.8 \times 30 \times 1 = 108 \text{ N}$$

12. 带轮结构尺寸的设计计算

参考表 3-45、表 3-46 和图 3-9 确定带轮结构尺寸。

例题 2 M1420 型万能磨床上的内圆磨具, 采用聚氨酯高速带传动。已知: 中心距 $a \approx 300 \text{ mm}$, 中心线接近水平, 载荷平稳, 电动机额定功率 $P = 1.1 \text{ kW}$, 小带轮转速 $n_1 = 21000 \text{ r/min}$, 大带轮转速 $n_2 = 2810 \text{ r/min}$ 。试设计计算此高速带传动。

解: 1. 确定带轮直径

(1) 小带轮直径: 选用 $D_1 = 25 \text{ mm}$

(2) 验算带速 v

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 25 \times 21000}{60 \times 1000} = 27.5 \text{ m/s, 合格。}$$

(3) 大带轮直径

$$D_2 = \frac{n_1}{n_2} D_1 = \frac{21000}{2810} \times 25 = 185 \text{ mm}$$

2. 确定带长与中心距

(1) 带长

$$L' = 2a' + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a'}$$
$$2 \times 300 + \frac{\pi}{2}(25 + 185) + \frac{(185 - 25)^2}{4 \times 300} = 955 \text{ mm}$$

圆整取带长 $L = 950 \text{ mm}$, 不包括接头长度

(2) 中心距 a

$$a = a' + \frac{L - L'}{2} = 300 + \frac{950 - 955}{2} = 297.5 \text{ mm}$$

因而尚需留有 $(0.005 \sim 0.015)a'$ 的调整位置, 故实际中心距 $a = 300 \text{ mm}$ 。

(3) 验算小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 60^\circ = 180^\circ - \frac{185 - 25}{300} \times 60^\circ = 148^\circ, \text{ 尚允许。}$$

(4) 验算曲挠次数 Y

$$Y = \frac{1000uv}{L} = \frac{1000 \times 2 \times 27.5}{950} = 38 \text{ s}^{-1}, \text{ 合格。}$$

3. 确定高速带规格

(1) 带厚 δ

$$\delta \leq \left(\frac{1}{20} \sim \frac{1}{30}\right) D_1 = \left(\frac{1}{20} \sim \frac{1}{30}\right) \times 25 = 1.25 \sim 0.83 \text{ mm}$$

由表 3-40, 取 $\delta = 1.2 \text{ mm}$

(2) 带宽 b $b = \frac{1020K_A P}{K_f K_a K_t ([\sigma] - \sigma_c) \delta v}$

K_A : 由表 3-7, 取 $K_A = 1$;

K_f : 聚氨脂带取 $K_f = 0.79$;

K_a : 表 3-41, 取 $K_a = 0.85$;

K_t : 由表 3-38, 当 $\beta \approx 0$ 时, 取 $K_t = 1$;

K_t : 由表 3-42 当 $\frac{\text{主动轮转数}}{\text{从动轮转数}} = \frac{21000}{2810} = 7.5$, 取 $K_t = 0.8$;

m : 由表 3-43, 查得 $m = 1.34 \times 10^{-3} \text{ kg/cm}^3$;

$[\sigma]$: 由表 3-44, 查得 $[\sigma] = 6.5 \text{ MPa}$ 。

$\sigma_c = mv^3 = 1.34 \times 10^{-3} \times 27.5^2 = 1.013375 \text{ MPa}$

将以上各数值代入公式得

$$b = \frac{1020K_A P}{K_f K_a K_t ([\sigma] - \sigma_c) \delta v}$$
$$= \frac{1020 \times 1 \times 1.1}{0.79 \times 0.85 \times 0.8 (6.5 - 1.013375) \times 1.2 \times 27.5} = 1.1525 \text{ mm}$$

由表 3-40 查取标准值 $b = 1.2 \text{ mm}$

(3) 高速带规格: $\delta \times b \times L$ $1.2 \times 1.2 \times 950$

(4) 带的截面积 A : $A = \delta \times b = 1.2 \times 1.2 = 1.44 \text{ mm}^2$

4. 作用在轴上的压力 Q

$$Q = 2\sigma_c A \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1.8 \times 1.44 \times \sin \frac{148^\circ}{2} = 5 \text{ N}$$

5. 带轮结构尺寸的设计计算

带轮结构尺寸,参照图 3-9 表 3-45、表 3-46 并根据磨具而定。图 3-21 表示大小带轮的零件图。

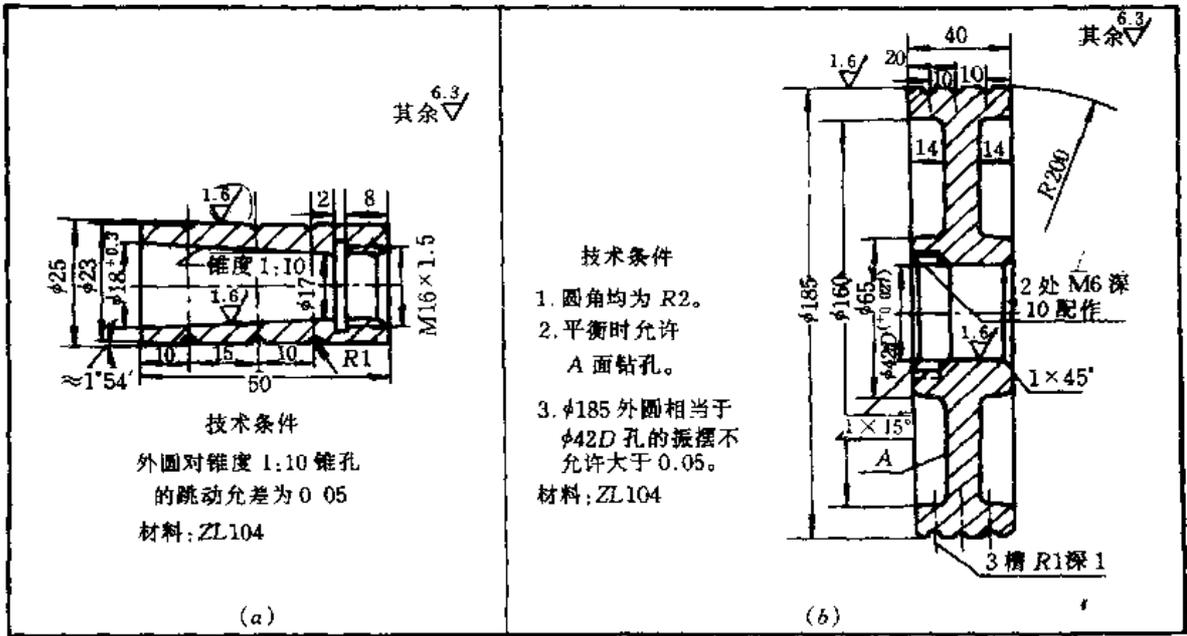


图 3-21 M1420 型万能磨床内圆磨具高速带带轮

§ 3—5 同步带传动的设计计算

同步带传动最基本参数是节距 p_s ,它是在规定的初拉力作用下,同步带纵截面上相邻两齿对称中心线的直线距离(图 3-22)。由于强力层在工作时长度不变,所以就以其中心线位置定为带的节线,并以节线周长 L_p 作为其公称长度。国产同步带采用模数制。

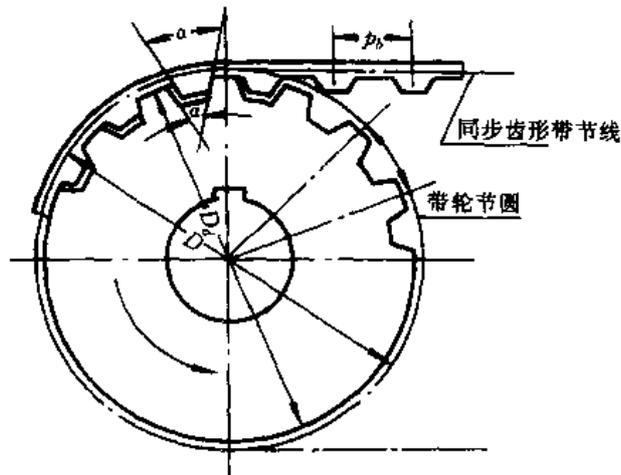


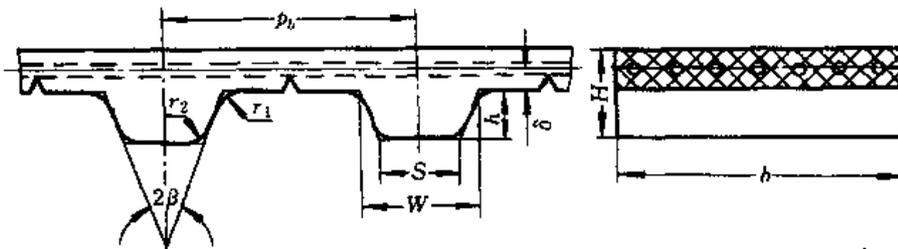
图 3-22 同步齿形带传动

有关同步带传动的术语、定义参阅 GB6931.3—86。

一、规格 同步带有单面带和双面带两种。本节只讨论单面带。

标准同步带的齿形尺寸见表 3-49, 节线长度系列及其极限偏差见表 3-50, 带宽系列见表 3-51。

表 3-49 标准同步带的齿形尺寸



带型 ^①	节距 p_b	齿形角 $2\beta^\circ$	齿根厚 W	齿高 h	带高 ^②	齿根圆角 半径 r_1	齿顶圆角 半径 r_2
MXL	2.032	40	1.14	0.51	1.14	0.13	0.13
XXL	3.175	50	1.73	0.76	1.52	0.20	0.30
XL	5.080	50	2.57	1.27	2.3	0.38	0.38
L	9.525	40	4.65	1.91	3.6	0.51	0.51
H	12.700	40	6.12	2.29	4.3	1.02	1.02
XH	22.225	40	12.57	6.35	11.2	1.57	1.19
XXH	31.750	40	19.05	9.53	15.7	2.29	1.52

注:1. 带型即节距代号, MXL——最轻型; XXL——超轻型; XL——特轻型; L——轻型; H——重型; XH——特重型; XXH——超重型。

2. 系单面带的带高。

表 3-50 同步带的节线长度系列及极限偏差

带长代号	节线长 L , mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XXH	XXH
36	91.44		45						
40	101.60		50						
44	111.76		55	—					
48	121.92		60	—					
50	127.00		—	40					
56	142.24		70	—					
60	152.40	± 0.41	75	48	30				
64	162.56		80	—	—				
70	177.80		—	56	35				
72	182.88		90	—	—				

续表

带长代号	节线长 L_p mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XXH	XXH
80	203.20	±0.46	100	64	40				
88	223.52			110	--	--			
90	228.60			--	72	45			
100	254.00			125	80	50			
110	279.40			--	88	55			
112	284.48			140	--	--			
120	304.80			--	96	60	--		
124	314.33			--	--	--	33		
124	314.96			155	--	--	--		
130	330.20			--	104	65	--		
140	355.60		175	112	70	--			
150	381.00	±0.51	--	120	75	40			
160	406.40			200	128	80	--		
170	431.80			--	--	85	--		
180	457.20			225	144	90	--		
187	476.25			--	--	--	50		
190	482.60			--	--	95	--		
200	508.00			250	160	100	--		
210	583.40			--	--	105	56		
220	558.80			--	176	110	--		
225	571.50			--	--	--	60		
230	584.20	±0.61			115	--	--		
240	609.60					120	64	48	
250	635.00					125	--	--	
255	647.70					--	68	--	
260	660.40					130	--	--	
270	685.80						72	54	
285	723.90						76	--	
300	762.00						80	60	
322	819.15						86	--	
330	838.20						--	66	
345	876.30	±0.66				92	--		
360	914.40					--	72		
367	933.45						98	--	
390	990.60						104	84	

续表

带长代号	节线长 L_p mm		节线长上的齿数						
	基本尺寸	极限偏差	MXL	XXL	XL	L	H	XXH	XXH
420	1066.80					112	84		
450	1143.00	± 0.76				120	90	—	
480	1219.20					128	96	—	
507	1289.05					—		58	
510	1295.40					136	102		
540	1371.60	± 0.81				144	108	—	
560	1422.40						—	64	
570	1447.80					—	114	—	
600	1524.00					160	120	—	
630	1600.20					—	126	72	
660	1676.40	± 0.86				—	132	—	
700	1778.00						140	80	56
750	1905.00						150		—
770	1955.80	± 0.91					—	88	—
800	2032.00						160	—	64
840	2133.00						—	96	
850	2159.00	± 0.97					170	—	—
900	2286.00						180	—	72
980	2489.20	± 1.02					—	112	—
1000	2540.00						200	—	80
1100	2794.00	± 1.07					220		—
1120	2844.80	± 1.12						128—	
1200	3048.00						—	—	96
1250	3175.00	± 1.17					250	—	—
1260	3200.40						—	144	—
1400	3556.00	± 1.22					280	160	112
1540	3911.60	± 1.32					—	176	—
1600	4064.00							—	128
1700	4318.00	± 1.37					340	—	—
1750	4445.00							200	—
1800	4572.00	± 1.42							144

标记示例:

单面带:带长代号 带型 带宽代号

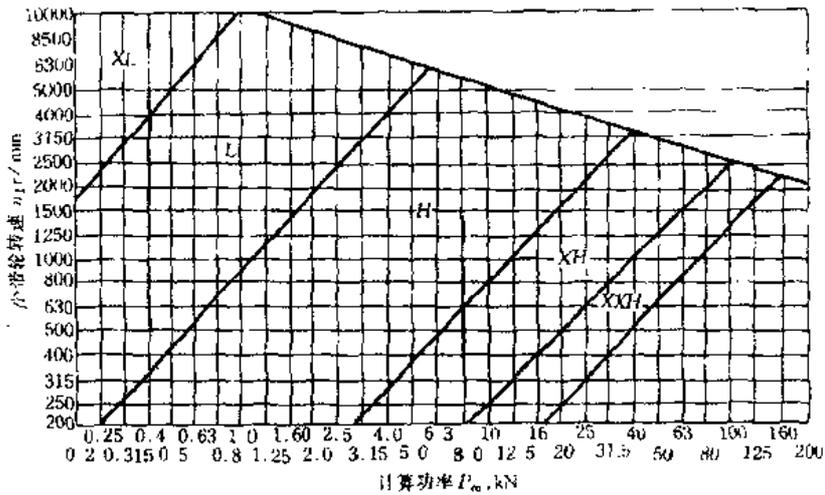
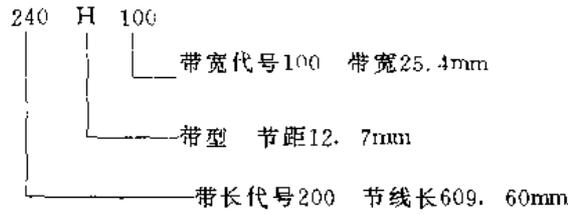


图 3-23 同步带选型图

表 3-51 同步带宽度 b 系列 mm

带宽		极限偏差			带型						
代号	尺寸系列	$L_p < 838.20$	$838.20 < L_p < 1676.40$	$L_p > 1676.40$	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
012	3.0	+0.5 -0.8	-	-							
019	4.8										
025	6.4										
031	7.9										
037	9.5										
050	12.7	±0.8	+0.8 -1.3	+0.8 -1.3							
075	19.1										
100	25.4										
150	38.1	+0.8 (H)① -1.9	±1.3(H)	±0.48							
200	50.8										
300	76.2										
400	101.6	+1.3 (H) -1.5	±1.5(H)	±48							
500	127.0										

注:1. 极限偏差只适用于括号内的带型。

二、同步带传动的设计计算

同步带传动的主要失效形式是同步带疲劳断裂、带齿的剪断和压溃以及同步带两侧边、带齿的磨损。同步带传动主要是限制单位齿宽的拉力；必要时才校核工作齿面的压力。

同步带传动的设计计算见表 3-52。

表 3-52 同步带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	说 明
1	计算功率	P_{ca}	kW	$P_{ca} = K_A P$	P ——传递的功率 kW K_A ——工况系数,表 3-53
2	选定带型、节距	p_b	mm	根据 P_{ca} 和 n_1 , 由图 3-23 选取	n_1 ——小带轮转速 r/min
3	小带轮齿数	Z_1		$Z_1 \geq Z_{min}$ Z_{min} 见表 3-54	带速 v 和安装尺寸允许时, Z 应选较大值
4	小带轮节圆直径	D_1	mm	$D_1 = \frac{Z_1 p_b}{\pi}$	
5	大带轮节圆齿数	Z_2		$Z_2 = i Z_1 = \frac{n_1}{n_2} Z_1$	i ——传动比; n_2 ——大带轮转速 r/min
6	大带轮节圆直径	D_2	mm	$D_2 = \frac{Z_2 p_b}{\pi}$	
7	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} \leq v_{max}$	通常 XL、L—— $v_{max} = 50$ H—— $v_{max} = 40$ XH、XXH—— $v_{max} = 30$
8	初定中心距	a_0	mm	$0.7(D_1 + D_2) \leq a_0 \leq 2(D_1 + D_2)$	或由结构要求定
9	带长及其齿数	L_0 Z	mm	$L_0 = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$	根据表 3-50 选取标准节线长度 L_p 及其齿数 Z
10	实际轴间距	a	mm	中心距可调整时 $a = a_0 + \frac{L_p - L_0}{2}$ 中心距不可调整时 $a = \frac{D_2 - D_1}{2 \cos \frac{\alpha_1}{2}}$ $\text{inv} \frac{\alpha_1}{2} = \text{tg} \frac{\alpha_1}{2} - \frac{\alpha_1}{2}$ $= \frac{L_p - \pi D_2}{D_2 - D_1}$	α_1 ——小带轮包角, rad 最好采用中心距可调整结构, 但运转时应保证中心距不变, 中心距不可调整时, a 的公差见表 3-62
11	小带轮啮合齿数	Z_m		$Z_m = \frac{Z_1 \alpha_1}{360^\circ} \geq 6$	α_1 ——小带轮包角 $\alpha_1 = 360^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3$

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选定	说 明
12	基本额定功率	P_0	kW	$P_0 = \frac{(F_0 - mv^2)v}{1000}$	基本额定功率是各带型基准宽度 b_0 的额定功率, b_0 见表 3-55 F_0 ——宽度为 b_0 的带的许用工作拉力, 表 3-56 m ——宽度为 b_0 的带单位长度的质量, 表 3-56
13	带宽	b	mm	$b = b_0 \sqrt[1.14]{\frac{P_{ca}}{K_z P_0}}$ $Z_m \geq 6 \quad 5 \quad 4$ $K_z \quad 1 \quad 0.8 \quad 0.6$	K_z ——啮合齿系数 b 按表 3-51 选取标准值 b_0 ——同步带基准宽度, 表 3-55
14	作用在轴上的力	F_r	N	$F_r = \frac{1000 P_{ca}}{v}$	
15	带轮的结构和尺寸				轮缘齿形尺寸查表 3-57 或表 3-57a, 结构形式参看图 3-9

表 3-53 同步带传动的工况系数 K_A

变化情况	载荷性质 瞬时峰值载荷 额定工作载荷	每天工作小时数, h		
		≤ 10	10~16	> 16
平稳		1.20	1.40	1.50
小	~15%	1.40	1.60	1.70
较大	$\geq 150\% \sim 250\%$	1.60	1.70	1.85
很大	$\geq 250\% \sim 400\%$	1.70	1.85	2.00
大而频繁	$\geq 250\%$	1.85	2.00	2.05

注: 1. 经常正反转或使用张紧轮时, K_A 应乘 1.1; 间断性工作, K_A 应乘以 0.9。

2. 增速传动时, K_A 应乘以下列系数:

增速比	1.25~1.74	1.75~2.49	2.50~3.49	≥ 3.50
系 数	1.05	1.10	1.18	1.25

表 3-54 小带轮的最小齿数 Z_{\min}

小带轮转速 n_1 r/min	带 型						
	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
< 900	10	10	10	12	14	18	18
900~1200	12	12	10	12	16	24	24
1200~1800	14	14	12	14	18	26	26
1800~3600	16	16	12	16	20	30	—
≥ 3600	18	18	15	18	22	—	—

表 3-55 同步带的基准宽度 b_n mm

带型	MXL XXL	XL	L	H	XH	XXH
b_n	6.4	9.5	25.4	76.2	101.6	127.0

表 3-56 基准宽度同步带的许用工作拉力 F_u 和单位长度的质量

带型	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
F_u N	27	31	50	245	2100	4050	6400
m kg/m	0.007	0.01	0.022	0.096	0.448	1.484	2.473

三、同步带带轮

同步带带轮的齿形一般推荐采用渐开线齿形,并由渐开线齿形带轮刀具用范成法加工而成,因此齿形尺寸取决于其加工刀具的尺寸。

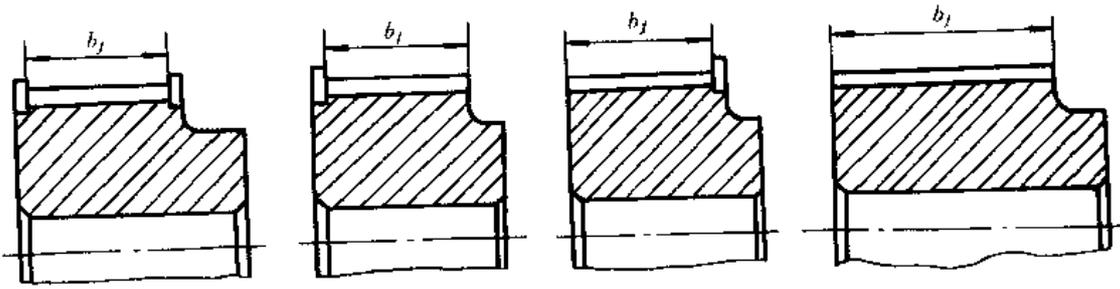
标准同步带轮的直径见表 3-57,带轮宽度见表 3-58,带轮的挡圈尺寸见表 3-59。

表 3 57 标准同步带轮的直径

带轮 系数 $Z_{..2}$	标 轮 直 径													
	MXL		XXL		XL		L		H		XH		XXH	
	D	D_e	D	D_e	D	D_e	D	D_e	D	D_e	D	D_e	D	D_e
10	6.47	5.96	10.11	9.60	16.17	15.66								
11	7.11	6.61	11.12	10.61	17.9	17.28								
12	7.76	7.25	12.13	1.62	19.40	18.90	36.38	35.62						
13	8.41	7.90	13.14	12.63	21.02	20.51	39.41	38.65						
14	9.06	8.55	14.15	13.64	22.64	22.13	42.45	41.69	56.60	55.23				
15	9.70	9.19	15.16	14.65	24.26	23.75	45.48	44.72	60.64	59.27				
16	10.35	9.84	16.17	15.66	25.87	25.37	48.51	47.75	64.68	63.31				
17	11.00	10.49	17.18	16.67	27.49	26.98	51.54	50.78	68.72	67.35				
18	11.64	1.13	18.19	17.68	29.11	28.60	54.57	53.57	72.77	71.39	127.34	124.55	181.91	178.86
19	12.29	11.78	19.20	18.69	30.72	30.22	57.61	56.84	76.81	75.44	134.41	131.62	192.02	188.97
20	12.94	12.43	20.21	19.70	32.34	31.83	60.64	59.88	80.85	79.48	141.49	138.69	202.13	199.08
21	13.58	13.07	21.22	20.72	33.96	33.45	63.67	62.91	84.69	83.52	148.56	145.77	212.23	209.18
22	14.23	13.72	22.23	21.73	35.57	35.07	66.70	65.94	88.94	87.56	155.64	152.84	222.64	219.20
(23)	14.88	14.37	23.24	22.74	37.19	36.68	69.73	68.97	92.98	91.61	162.71	159.92	232.45	229.40
(24)	15.52	15.02	24.26	23.75	38.81	38.30	72.77	72.00	97.02	95.65	169.79	166.99	242.55	239.50
25	16.17	15.66	25.27	24.76	40.43	39.92	75.80	75.04	101.60	99.69	176.86	174.07	252.66	249.61
(26)	16.82	16.31	26.28	25.77	42.04	41.53	78.83	78.07	105.11	103.73	183.94	181.14	262.76	259.72
(27)	17.46	16.96	27.29	26.78	43.66	43.15	81.86	81.10	109.15	107.78	191.01	188.22	272.87	269.82
(28)	18.11	17.60	28.30	27.79	45.28	44.77	84.89	84.13	113.19	111.82	198.08	195.29	282.98	279.93
(30)	19.40	14.90	30.32	29.81	48.51	48.00	90.96	90.20	121.28	119.90	212.23	209.44	303.19	300.14
32	20.70	20.19	32.34	31.83	51.74	51.24	97.02	96.26	129.36	127.99	226.38	223.59	323.40	320.35
36	23.29	22.78	36.38	35.87	58.21	57.70	109.15	108.39	145.53	144.16	254.68	251.89	363.83	360.78
40	25.37	25.36	40.43	39.92	64.68	64.17	121.28	120.51	161.70	160.33	282.98	280.18	404.25	401.21
48	31.05	30.54	48.51	48.00	77.62	77.11	145.53	144.77	194.04	192.67	339.57	336.78	485.10	482.06
60	38.81	38.30	60.64	60.13	97.02	96.51	181.91	181.15	242.55	241.18	424.47	421.67	606.85	603.33
72	46.57	46.06	72.77	72.26	116.43	115.92	218.30	217.53	219.06	289.64	509.36	506.57	727.66	724.51
84							254.68	253.92	339.57	388.20	594.25	591.46	848.93	845.88
93							291.06	290.30	388.08	386.71	679.15	676.35	970.21	967.16
120							363.83	363.07	485.10	483.73	845.93	846.14	1212.76	1209.71
156									630.64	629.26				

注:括号中的齿数为非优先直径尺寸。

表 3-58 同步带轮的宽度



mm

槽型	轮 宽		带轮的最小宽度 b_f		
	代号	基本尺寸	双边挡圈	单边挡圈	无挡圈
MXL XXL	012	3.0	3.8	4.7	5.6
	019	4.8	5.8	6.2	7.1
	025	6.4	7.1	8.0	8.9
XL	025	6.4	7.1	8.0	8.9
	031	7.9	8.6	9.5	10.4
	037	9.5	10.4	11.1	12.2
L	050	12.7	14.0	15.5	17.0
	075	19.1	20.3	27.8	29.7
	100	25.4	26.7	29.0	31.2
H	075	19.1	20.8	22.6	24.8
	100	25.4	26.7	29.0	31.2
	150	38.1	39.4	41.7	43.9
	200	50.8	52.8	55.1	57.3
	300	76.2	79.0	81.3	83.5
XH	200	50.8	56.6	59.6	62.6
	300	76.2	83.8	86.9	89.8
	400	101.6	110.7	113.7	116.7
XXH	200	50.8	56.6	60.4	84.1
	300	76.2	83.8	87.3	91.3
	400	101.6	110.7	114.3	198.2
	500	127.0	137.7	141.3	145.2

表 3-59 同步带轮的挡圈尺寸

	带型	MXL	XXL	XL	L	H	XH	XXH
	k_{min}	0.5	0.8	1.0	1.5	260	4.8	6.1
	t	0.5~1.0	0.5~1.5	1.0~1.5	1.0~2.0	1.5~2.5	4.0~5.0	5.0~6.5
	r	0.5~1						
	D_1	$D_1 = D_0 + 0.38 \pm 0.25(D_0 - \text{带轮外径})$						
	D_2	$D_2 = D_0 + 2K$						

注:1.一般小带轮均装双边挡圈,或大、小轮的不同侧各装单边挡圈。

2.中心距 $a > 8D_1$ (D_1 ——小带轮直径),两轮均装双边挡圈。

3.轮轴垂直水平面时,两边均装双边挡圈;或至少主动轮装双边挡圈,从动轮下侧装单边挡圈。

四、同步带的初拉力

为了测定所需的初拉力 F_0 ,通常是在带的切边中点加一规定的载荷 G ,使切边长每 100mm 产生 1.6mm 的挠度,即 $f = \frac{1.6l}{100}$ 来保证(参考图 3-7)。

载荷 G 由下式计算:

$$G = \frac{F_0 + \frac{l}{L_p} + Y}{16}$$

式中 F_0 ——初拉力, N, 表 3-60;

l ——切边长, mm;

L_p ——同步带的节线长, mm;

Y ——修正系数, 表 3-60。

表 3-60 同步带的初拉力 F_0 值

带型	带宽 mm	6.4	7.9	9.5	12.7	19.1	25.4	38.1	50.8	76.2	101.6	127.0	
	F_0, Y												
XL	F_0	最大值	29.40	37.30	44.70								
		推荐值	13.70	19.60	25.50								
	Y	0.40	0.55	0.77									
L	F_0	最大值				76.5	125	175					
		推荐值				52	87	123					
	Y				4.5	7.7	11						
H	F_0	最大值				293	421	646	890	1392			
		推荐值				222	312	486	668	1047			
	Y				14.5	21	32	43	69				

续表

带型	带宽/mm	6.4	7.9	9.5	12.7	19.1	25.4	38.1	50.8	76.2	101.6	127.0	
	F_o, Y												
XH	F_1	最大值						1009	1583	2242			
		推荐值						909	1427	2921			
	Y						86	139	200				
XXH	F_2	最大值						2471.5	3884	5507	7100		
		推荐值						1114	1750	2479	3203		
	Y						141	227	3.22	418			

例题 1 设计精密车床的同步带传动。电动机为 Y112M-4, 其额定功率 $P=4\text{kW}$, 额定转速 $n_1=1440\text{r/min}$, 传动比 $i=2.4$ (减速), 中心距约为 450mm , 每天两班制工作 (按 16h 计)。

解:

(1) 求计算功率 P_{ca}

由表 3-53, 其载荷变化不大时查得 $K_A=1.6$, 则 $P_{ca}=4 \times 1.6=6.4\text{kW}$

(2) 选定带型和节距

根据 $P_{ca}=6.4\text{kW}$ 和 $n_1=1440\text{r/min}$, 由图 3-23 确定为 H 型; 节距 p_b 根据带型由表 3-49 取为 $p_b=12.7\text{mm}$

(3) 小带轮齿数 Z_1 根据带型和小带轮转速, 由表 3-54 查得小带轮的最小齿数 $Z_{\min}=18$, 此处取 $Z_1=20$ 。

(4) 小带轮节圆直径 D_1

$$D_1 = \frac{Z_1 p_b}{\pi} = \frac{20 \times 12.7}{\pi} = 80.85\text{mm}$$

由表 3-57 查得其外径 $D_{a1}=79.48\text{mm}$

(5) 大带轮齿数 Z_2

$$Z_2 = i Z_1 = 2.4 \times 20 = 48$$

(6) 大带轮节圆直径

$$D_2 = \frac{Z_2 p_b}{\pi} = \frac{48 \times 12.7}{\pi} = 194.04\text{mm}$$

由表 3-57 查得其外径 $D_{a2}=192.67\text{mm}$

(7) 带速

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80.85 \times 1440}{60 \times 1000} = 6.1\text{m/s}$$

(8) 初定中心距

取 $a_0=450\text{mm}$

(9) 带长及其齿数

$$L_0 = 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} = 2 \times 450 + \frac{\pi}{2} (80.85 + 194.04) + \frac{(194.04 - 80.85)^2}{4 \times 450} = 1338.91\text{mm}$$

由表 3-50 查得应选用带长代号为 510 的 H 型同步带,其节线 $L_p=1295.4\text{mm}$,节线长上的齿数 $Z=102$ 。

(10) 实际中心距 a

此结构中心距可调整

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_0}{2} = 450 + \frac{1295.4 - 1338.91}{2} = 428.25\text{mm}$$

(11) 小带轮啮合数 Z_m

$$Z_m = \frac{Z_1 \alpha_1}{360^\circ}$$

式中
$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ = \frac{194.04 - 80.85}{428.25} \times 57.3^\circ = 164.775^\circ$$

$$Z_m = \frac{20 \times 164.775^\circ}{360^\circ} = 9 \geq 6, \text{合适。}$$

(12) 基本额定功率 P_0

$$P_0 = \frac{(F_a - mv^2)v}{1000}$$

由表 3-56 查得 $F_a=2100\text{N}$, $m=0.448\text{kg/m}$

$$P_0 = \frac{(2100 - 0.448 \times 6.1^2) \times 6.1}{1000} = 12.71\text{kW}$$

(13) 所需带宽 b_s

$$b_s = b_{s0} \sqrt[1.14]{\frac{P_{ca}}{K_z P_0}}$$

由表 3-55 查得 $b_{s0}=76.2\text{mm}$; $Z_m=9$, $K_z=1$

$$b_s = 76.2 \sqrt[1.14]{\frac{6.4}{1 \times 12.71}} = 41.74\text{mm}$$

由表 3-51 查得,应选带宽代号为 200 的 H 型带,其 $b_s=50.8\text{mm}$ 。

(14) 带轮结构和尺寸

传动选用的同步带为 510H200

小带轮: $Z_1=20$, $D_1=80.85\text{mm}$, $D_{a1}=79.48\text{mm}$

大带轮: $Z_2=48$, $D_2=194.04\text{mm}$, $D_{a2}=192.67\text{mm}$

可根据上列参数决定带轮的结构和全部尺寸(本题略)。

例题 2 设计一镗床的同步带传动。已知主动轴转速 $n_1=1440\text{r/min}$, $P=5.5\text{kW}$, 传动比 $i=2.73$ (减速), 中心距为 400mm , 每天工作 5h 。

解:

(1) 求计算功率 由表 3-53, 工作平稳查得 $K_A=1.2$, 则 $P_{ca}=K_A P=1.2 \times 5.5=6.6$

(2) 选取带型和节距

带型: 根据 $P_{ca}=6.6\text{kW}$ 和 $n_1=1440\text{r/min}$, 由图 3-23 确定为 H 型。

根据带型由表 3-49 确定 $p_b=12.7\text{mm}$

(3) 小带轮齿数 Z_1

根据带型和小带轮转速, 由表 3-52 查得 $Z_{\min}=18$, 此处定为 $Z_1=22$

(4) 小带轮节圆直径

$$D = \frac{Z_1 p_b}{\pi} = \frac{22 \times 12.7}{\pi} = 88.94 \text{mm}$$

由表 3-57 查得其外径

$$D_{a1} = 87.56 \text{mm}$$

(5) 大带轮齿数 Z_2

$$Z_2 = i Z_1 = 2.73 \times 22 = 60 \text{mm}$$

由表 3-57 查得其外径 $D_{a2} = 241.18 \text{mm}$

(6) 大带轮节圆直径

$$D_2 = \frac{Z_2 P_b}{\pi} = \frac{60 \times 12.7}{\pi} = 242.55 \text{mm}$$

(7) 带速

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 88.94 \times 1440}{60 \times 1000} = 6.7 \text{m/s} \leq 35 \sim 40 \text{m/s}$$

(8) 初定中心距 a

$$\text{取 } a_0 = 400 \text{mm}$$

(9) 带长及其齿数

$$\begin{aligned} L_0 &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} \\ &= 2 \times 400 + \frac{\pi}{2}(88.94 + 242.55) + \frac{(242.55 - 88.94)^2}{4 \times 400} \\ &= 1349.94 \text{mm} \end{aligned}$$

根据表 3-50 查得应该选用带长代号为 540 的 H 型同步带, 其节线 $L_p = 1371.60 \text{mm}$; 节线长上的齿数 $Z = 108$ 。

(10) 实际中心距 a

$$a = a_0 + \frac{L_p - L_0}{2} = 400 + \frac{1371.6 - 1349.94}{2} = 410.83 \text{mm}$$

(11) 小带轮的啮合数 Z_m

$$Z_m = \frac{Z_1 \alpha_1}{360^\circ}$$

$$\text{式中: } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{242.55 - 88.94}{410.83} \times 57.3^\circ = 158.58^\circ$$

$$Z_m = \frac{22 \times 158.58^\circ}{360^\circ} = 9.691 \text{ 取 } Z_m = 10$$

(12) 基本额定功率 P_0

由表 3-56 查得 $F_s = 2100 \text{N}$; $m = 0.448 \text{kg/m}$

$$P_0 = \frac{(2100 - 0.448 \times 6.7^2) \times 6.7}{1000} = 13.935 \text{kW}$$

(13) 所需带宽 b_s

$$b_s = b_{s0} \sqrt[1.14]{\frac{P_{ca}}{K_z P_0}}。 \text{查表 3-55, H 型带 } b_{s0} = 76.2 \text{mm}; Z_m = 10 > 6, K_z = 1, \text{ 则}$$

$$b_s = 76.2 \sqrt[1.14]{\frac{6.6}{1 \times 13.935}} = 32.5 \text{mm}$$

由表 3-51, 应选带宽代号为 150 的 H 型带, 其 $b_s = 38.1 \text{mm}$ 。

(14)带轮结构和尺寸

1. 小带轮结构和尺寸,见图 3-24。

1)带轮几何尺寸计算如下表

计算项目		公式及数据		计算结果
切削带轮齿形的刀具		直边齿形专用		
齿形角	2ϕ		度	$40^\circ \pm 3'$
齿槽底宽	b_w		mm	4.19 ± 0.13
齿高	h_g		mm	$3.05^{+0.12}$
齿根圆角半径	r_1		mm	1.60
齿顶圆角半径	r_2		mm	$1.60 + 0.13$
节顶距	2δ		mm	1.732
外圆直径	D_o	$D_o = D - 2\delta$	mm	87.208
外圆节距	P_o	$[P_o = \frac{\pi D_o}{Z}]$ (Z——带轮齿数)	mm	12.45
根圆直径	D_f	$D_f = D_o - 2h_g$	mm	81.1
带轮宽度	B	$B = 38.1 + (3 \sim 10)$	mm	45

2)带轮零件工作图

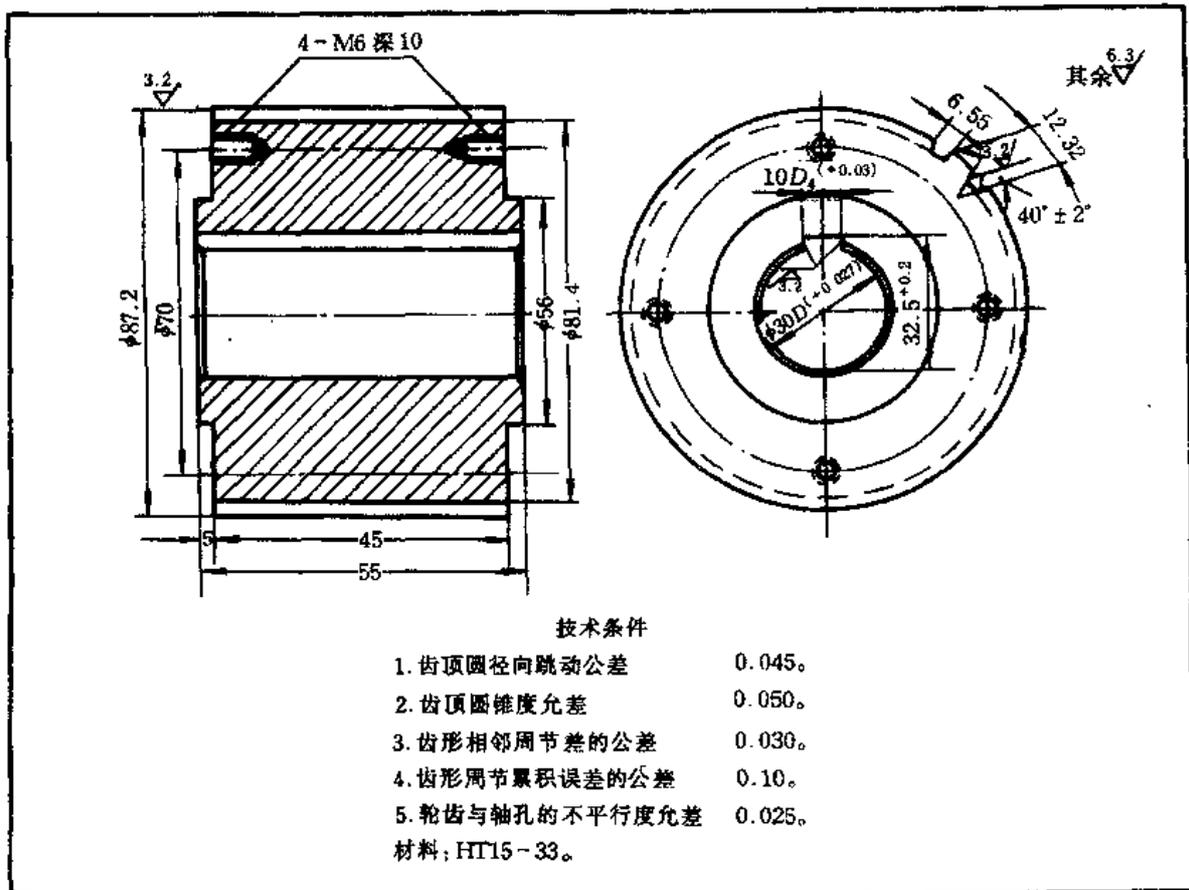


图 3-24 同步齿形带带轮零件图

3) 采用双边挡圈, 其尺寸参阅表 3-59。

2. 大带轮结构尺寸的计算和零件工作图, 此处略。

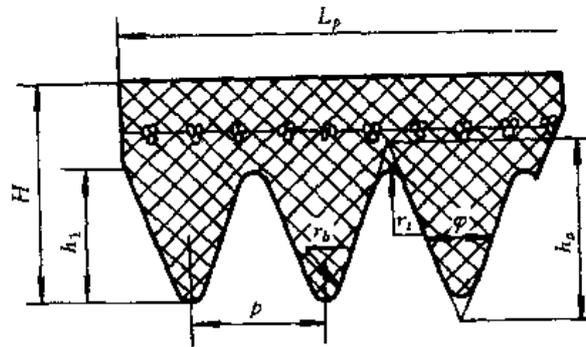
§ 3—6 多楔带传动的设计计算

多楔带在轮槽中的支承面数较多, 所以摩擦力和横向刚度均较大, 常用于要求结构紧凑而传递功率较大的场合。

一、规格

多楔带截面尺寸和长度系列见表 3-61

表 3-61 多楔带的截面尺寸及长度系列



带型	截面尺寸							楔数 Z	节线长度 ^a L _p
	p	φ	h ₀	h ₁	r _t max	r _b min	H		
H ^(C)	1.6 ± 0.02		2.2	1.34 ^{+0.1}	0.15	0.3	3	2~8	200~1000
J	2.34 ± 0.02	40° ± 1°	3.21	2.35 ^{+0.1}	0.2	0.4	4	2~36	400~2000
L	4.7 ± 0.02		6.46	4.89 ^{+0.65}	0.4	0.4	10	4~50	1250~4500
M	9.4 ± 0.02		12.9	10.35 ^{+0.2}	0.75	0.75	17	4~50	2000~5000

注: 1. 带型 H 只用在传递运动。

2. 节线长承载层中心线周长, 其长度系列和普通 V 带的基准长度系列(表 3-5)相同。

标记示例:

L 型 10 楔节线长度 500 多楔带: 500L10

二、设计计算

多楔带传动的设计计算和普通 V 带传动基本一样。可参照表 3-62 进行。

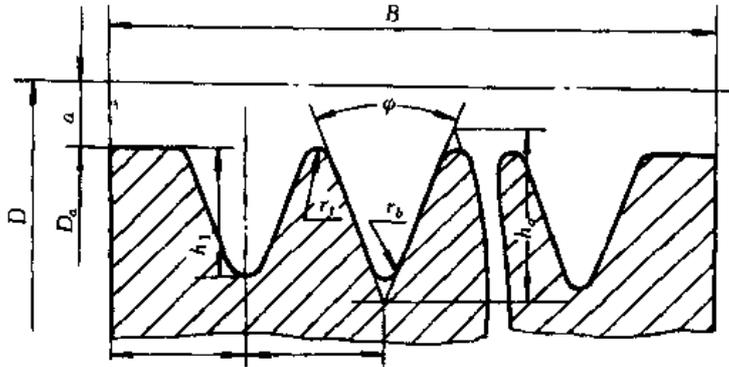
表 3-62 多楔带传动的设计计算

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选择	说 明
1	求计算功率	P_{ca}	kW	$P_{ca} = K_A P$	P ——传递功率;kW; K_A ——工况系数,表 3-7
2	选定带型			根据 P_{ca} 和 n_1 由图 3-27 选定	n_1 ——小带轮转速 r/min
3	传动比	i		$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$ 若计入滑动率 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1-\epsilon)D_1}$	n_2 ——大带轮转速,r/min D_1 ——小带轮节圆直径 D_2 ——大带轮节圆直径 ϵ ——滑动率, $\epsilon=0.01\sim 0.02$ 一般带轮的节圆直径可作为基准直径
4	小带轮基准直径	D_1	mm	表 3-63 选定	D_1 不得小于表 3-63 的 D_{min}
5	大带轮基准直径	D_2	mm	$D_2 = iD_1(1-\epsilon)$	由表 3-6 取标准值
6	带速	v	m/s	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \times 1000}$	一般 v 不得低于 5m/s
7	初定中心距	a_0	mm	$0.7(D_1 + D_2) \leq a_0 \leq 2(D_1 + D_2)$	或由结构要求确定
8	带长	L_p	mm	$L_d = 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0}$	由表 3-5 选取与 L_d 相邻近的 L_p
9	实际中心距	a	mm	$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_d}{2}$ 安装时所需最小中心距 $a_{min} = a - 0.015L_p$ 张紧或伸长所需最大中心距 $a_{0,max} = a + 0.03L_p$	
10	小带轮包角	α_1	度	$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ$	如 α_1 过小,应增大 a 或装张紧轮
11	单楔带的基本额定功率	P_1	kW	由带型 D_1 和 n_1 查表 3-64 选取	P_1 是 $\alpha_1 = 180^\circ$, 载荷平稳时, 特定基准带长的单楔带的基本额定功率
12	$i \neq 1$ 的额定功率增量	ΔP_1	kW	$\Delta P_1 = K_b n_1 (1 - \frac{1}{K_i})$	K_b ——弯曲影响系数: $J: 0.565 \times 10^{-3}$ $L: 461 \times 10^{-3}$ $M: 35.5 \times 10^{-3}$ K_i ——传动比系数,表 3-65

续表

序号	计算项目	符号	单位	计算公式和参数选择	说明
13	楔数	Z		$Z \geq \frac{K_A P_{ca}}{(P_1 + \Delta P_1) K_s K_L}$ K _L ——长度系数,表 3-66 K _s ——包角修正系数,表 3-8	圆整取整数
14	单楔带的预紧力	F ₀	N	$F_0 = \frac{500 P_{ca}}{Z v} \left(\frac{2.5}{K_s} - 1 \right) + m v^2$	多楔带每楔每米的质量 m: J: 0.01kg/m · Z L: 0.05kg/m · Z M: 0.16kg/m · Z
15	作用在轴上的力	Q	N	$Q = 2 F_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2}$	
16	楔带带轮的结构和尺寸			多楔带带轮轮槽尺寸,表 3-63 多楔带带轮结构,见表 3-9	

表 3-63 多楔带轮轮槽尺寸



mm

槽型	最小带轮直径 D _{min}	槽形尺寸							2a
		p	h ₀	h ₁	g _{min}	ψ	r _{min}	r _b	
H	13	1.6 ± 0.03	2.20	1.34	2.0	40° ± 0.5°	0.15	0.15 ~ 0.30	1.6
J	20	2.34 ± 0.03	3.21	2.35	3.5		0.20	0.25 ~ 0.40	2.40
L	75	4.7 ± 0.05	6.40	4.89	5.5		0.40	0.25 ~ 0.60	6.00
M	180	9.4 ± 0.08	12.90	10.35	10.0		0.75	0.5 ~ 0.75	8.00

轮缘宽 $B = (Z - 1)p + 2g$ 轮缘外径 $D_0 = D - 2a$ D——带轮的节圆直径

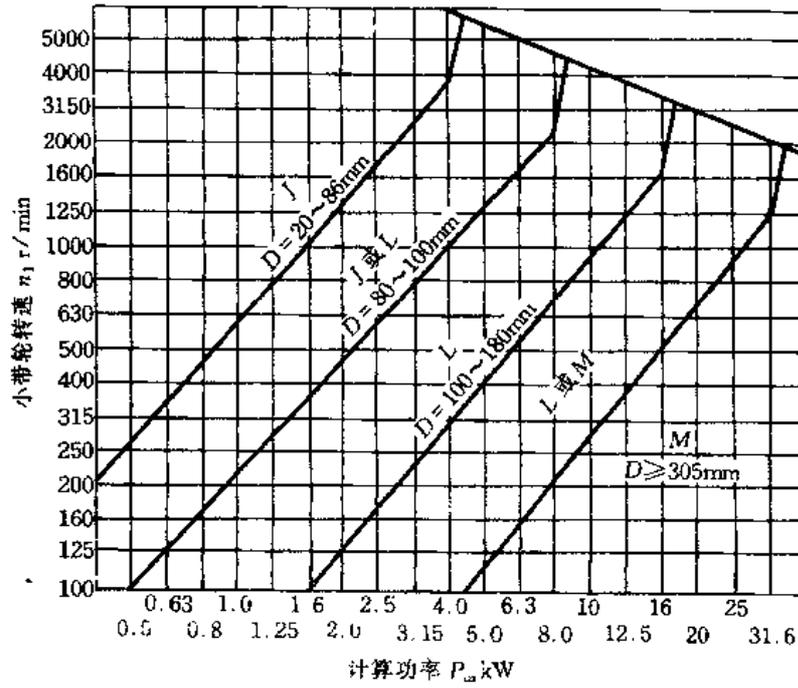


图 3-25 多楔带选型图

表 3-64 多楔带每楔的基本额定功率 P_1

kW

带型	小带轮直径 D_1 mm	带速 v m/s					
		5	10	15	20	25	30
J	20	0.10	0.19	0.26	0.32	0.37	0.41
	32	0.10	0.20	0.28	0.34	0.40	0.43
	40	0.12	0.29	0.31	0.38	0.44	0.48
	50	0.15	0.32	0.40	0.49	0.57	0.62
	63	0.17	0.32	0.47	0.57	0.66	0.72
L	75	0.31	0.55	0.73	0.84	0.95	0.99
	80	0.34	0.61	0.81	0.93	1.06	1.10
	90	0.44	0.79	1.05	1.21	1.38	1.43
	100	0.49	0.89	1.17	1.35	1.54	1.60
	112	0.54	0.98	1.30	1.49	1.70	1.76
M	100	1.24	2.15	2.88	3.30	3.97	2.60
	200	1.65	2.87	3.84	4.40	4.49	3.47
	224	1.89	3.28	4.38	5.02	5.14	3.97
	250	2.07	3.59	4.80	5.50	5.62	4.34
	280	2.18	3.79	5.07	5.81	5.94	4.56

表 3-65 传动比系数 K_i

传动比 i	系数 K_i
1.02~1.05	1.02
1.06~1.10	1.04
1.11~1.15	1.05
1.16~1.20	1.07
1.21~1.30	1.09
1.31~1.50	1.11
1.51~2.0	1.12
≥ 2.1	1.14

表 3-66 长度系数 K_L

带的节线长度 L_p mm	带 型		
	J	L	M
400~560	0.90	—	—
600~900	1.00	—	—
950~1250	1.05	—	—
1320~1800	1.15	—	1.00
1900~2500	1.20	1.00	1.05
2650~3150	—	1.05	1.10
3350~4000	—	1.10	1.15

三、初拉力的测定

测定多楔带的初拉力也和 V 带相同。在切边中点所加的载荷 G (参看图 3-7)：

对于新安装的多楔带

$$G = \frac{1.5F_0 + \Delta F_0}{16}$$

运转后的多楔带

$$G = \frac{1.3F_0 + \Delta F_0}{16}$$

最小极限值

$$G_{\min} = \frac{F_0 + \Delta F_0}{16}$$

式中 F_0 ——所需的初拉力(预紧力),N,计算公式见表 3-62;

ΔF_0 ——初拉力修正值;J 为 42N、L 为 122N、M 为 302N。

设计计算举例

例题 1 设计一鼓风机用的多楔带传动,用鼠笼式电动机驱动。传递功率 $P=12\text{kW}$ 、小带

轮转速 $n_1=1450\text{r/min}$ 、大带轮转速 $n_2=725\text{r/min}$ 、每日工作 $10\text{h}\sim 16\text{h}$ ，要求中心距 $a=600\sim 800\text{mm}$ 。

解

1. 求计算功率 P_{ca}

由表 3-7 查得 $K_A=1.2$ ，于是

$$P_{ca}=K_A P=1.2\times 12=14.4\text{kW}$$

2. 选定带型

根据 $P_{ca}=14.4\text{kW}$ 和 $n_1=1450\text{r/min}$ ，由图 3-25 选定 L 带型

3. 传动比 i

$$i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{1450}{725}=2$$

4. 带轮基准直径

(1) 小带轮基准直径

由表 3-64 选取： $D_1=100\text{mm}$ ，大于表 3-63 所列 L 型带的 $D_{\min}=75\text{mm}$ 。

(2) 大带轮基准直径

$$D_2=iD_1=2\times 100=200\text{mm}，符合表 3-6 所列的标准值。$$

5. 带速 v

$$v=\frac{\pi D_1 n_1}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 100\times 1450}{60\times 1000}=7.6\text{m/s}$$

6. 初定中心距 a_0 和带长 L_p

$$\text{取 } a_0=700\text{mm}$$

$$\begin{aligned} L_d &= 2a_0 + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a_0} = 2\times 700 + \frac{\pi}{2}(100 + 200) + \frac{(200 - 100)^2}{4\times 700} \\ &= 1874.57\text{mm}。 \end{aligned}$$

由表 3-5(参看表 3-66)取 $L_p=1900\text{mm}$

7. 实际中心距 a

$$a \approx a_0 + \frac{L_p - L_d}{2} = 700 + \frac{1900 - 1874.57}{2} = 712.76\text{mm}$$

$$a_{\min} = a - 0.015L_p = 712.76 - 0.015\times 1900 = 684.26\text{mm}$$

$$a_{\max} = a + 0.03L_p = 712.76 + 0.03\times 1900 = 769.75\text{mm}$$

8. 小带轮包角 α_1

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \times 57.3^\circ = 180^\circ - \frac{200 - 100}{700} \times 57.3^\circ = 171.8^\circ$$

9. 每楔的基本额定功率 P_1

根据 $D_1=100\text{mm}$ 和 $v=7.6\text{m/s}$ ，由表 3-64 用插入法求得 $P_1=0.664\text{kW}$ 。

10. 当 $i \neq 1$ 时，额定功率的增量 ΔP_1

由表 3-62 查得 K_b ：对 L 为 4.61×10^{-3}

由表 3-65 查得 $K_i=1.12$ ，于是

$$\Delta P_1 = K_b n_1 \left(1 - \frac{1}{K_i}\right) = \frac{4.61 \times 1450}{1000} \left(1 - \frac{1}{1.12}\right) = 0.80\text{kW}$$

11. 楔数 Z

$$Z \geq \frac{K_A P}{(P_1 + \Delta P_1) K_s K_L} = \frac{14.4}{(0.664 + 0.8) \times 0.98 \times 1} = 10$$

12. 计算初拉力 F_0

$$F_0 = \frac{500 P_{ca}}{ZV} \left(\frac{2.5}{K_s} - 1 \right) + mv^2$$

由表 3-62 查得 L 型带每楔每米的质量 $m = 0.05 \text{ kg/m} \cdot Z$

$$F_0 = \frac{500 \times 14.4}{10 \times 7.6} \left(\frac{2.5}{0.98} - 1 \right) + 0.05 \times (7.6)^2 = 149.728 \text{ N}$$

13. 求作用在轴上的压力 Q

$$Q = 2F_0 Z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 149.728 \times 10 \times \sin \frac{171.8}{2} = 2920 \text{ N}$$

14. 多楔带带轮的结构和尺寸

- (1) 多楔带轮轮槽尺寸见表 3-63;
- (2) 带轮结构设计和尺寸计算参阅图 3-9。

§ 3-7 塔轮传动

塔轮传动是一种有级变速的带传动(图 3-26), 变速级数一般为 3~5 级。由于它传动平稳、结构简单、制造容易、对轴的安装精度要求不高, 所以在中小功率的变速传动(如磨床的头架、台式车床、台式钻床等)中仍有应用, 但其体积较大, 调速不便。

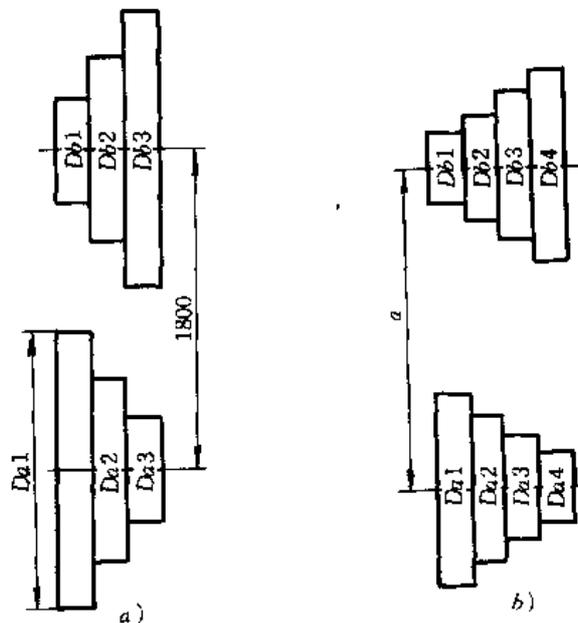


图 3-26 塔轮传动

塔轮传动从动轴和转速通常按几何级数变化, 设其转速分别为 $n_{b1}, n_{b2}, \dots, n_{bm}$, 公比为 φ , 则有

$$\frac{n_{b2}}{n_{b1}} = \frac{n_{b3}}{n_{b2}} = \dots = \frac{n_{bn}}{n_{b(n-1)}} = \varphi$$

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{n_{bn}}{n_{b1}}}$$

塔轮传动按从动轴最低转速时传递的功率进行设计,计算方法除塔轮直径外,其余和一般带传动相同。各级带轮直径的计算见下表:

序号	计算项目	符号	单位	计算公式	说明
1	第一级主、从动轮直径	D_{a1} D_{b1}	mm	根据结构要求参考表 3-1、表 3-3、表 3-6 及表 3-44 选定 D_{a1} $D_{b1} = iD_{a1}$	此级传动比最大,主动轮直径最小。也可按传动比最小的级传动计算,此时主动轮直径最大
2	选定中心距计算带长	a L	mm	根据结构需要选定 a $L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_{a1} + D_{b1}) + \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2}{4a}$	采用 V 带传动时,要初定 a_0 ,计算 L_0 选取标准带长后,再计算实际中心距
3	初定第 x 级带轮直径	D'_{ax} D'_{bx}	mm	$D'_{ax} = D_{a1} \frac{i_1 + 1}{i_x + 1}$ $D'_{bx} = i_x D'_{ax}$	
4	带长差	ΔL_x	mm	$\Delta L_x = \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2 - (D'_{bx} - D'_{ax})^2}{4a}$	计算值精确到 0.1
5	主动轮直径补偿值	ϵ_x	mm	$\epsilon_x = \frac{2\Delta L_x}{\pi(i_x + 1)}$	
6	第 x 级实际带轮直径	D_{ax} D_{bx}	mm	$D_{ax} = D'_{ax} + \epsilon_x$ $D_{bx} = D'_{bx} + i\epsilon_x$	

注:1. 下脚标 a ——主动轮, b ——从动轮。

2. 下脚标 x ——变速级序号,相应为 2、3、4……

确定带轮直径时应满足以下条件:

- (1) 保证传动比要求: i_1, i_2, \dots
- (2) 保证同一中心距下各级带长相等。

为了便于制造,通常是使主、从动塔轮尺寸完全相同。

设计计算举例

例题 1 如图 3-26a 所示为一三级塔轮的胶带开口传动,主动带轮最大直径 $D_{a1} = 300\text{mm}$; 主动轴转速 $n_1 = 220\text{r/min}$, 传动中心距 $a = 1800\text{mm}$, 从动轮的最高转速 $n_{2\text{max}} = 370\text{r/min}$, 最低转速 $n_{2\text{min}} = 130\text{r/min}$ 。试设计此传动的各级带轮直径尺寸和胶带长度。

解: 该塔轮传动为一胶带开口传动

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}}} = \sqrt[3-1]{\frac{370}{130}} = \sqrt{2.846} = 1.687$$

从动轮各轮转速:

$$n_{2_1} = n_{2_{\max}} = 370 \text{ r/min}$$

$$n_{2_2} = \frac{n_{2_1}}{\varphi} = \frac{370}{1.687} = 219.324 \text{ r/min}$$

$$n_{2_3} = \frac{n_{2_2}}{\varphi} = \frac{219.324}{1.687} = 130 \text{ r/min} = n_{2_{\min}}$$

各级传动比 i_x

$$i_x = i_1 = \frac{n_1}{n_{2_1}} = \frac{220}{370} = 0.5946$$

$$i_x = i_2 = \frac{n_1}{n_{2_2}} = \frac{220}{214.324} = 1.003$$

$$i_x = i_3 = \frac{n_1}{n_{2_3}} = \frac{220}{130} = 1.6923$$

各带轮直径

$$D_{a_1} = 300 \text{ mm}$$

$$D_{b_1} = i D_{a_1} = 0.5946 \times 300 = 178.38 \text{ mm}$$

$$D'_{a_2} = D_{a_1} \frac{i+1}{i_2+1} = 300 \times \frac{0.5946+1}{1.003+1} = 239.1 \text{ mm}$$

$$D'_{b_2} = i_2 D'_{a_2} = 1.003 \times 239.1 = 238.81 \text{ mm}$$

$$D'_{a_3} = D_{a_1} \frac{i+1}{i_3+1} = 300 \frac{0.5946+1}{1.6923+1} = 177.6845 \text{ mm}$$

$$D'_{b_3} = i_3 D'_{a_3} = 1.6923 \times 177.6845 = 300.695 \text{ mm}$$

带长

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi}{2}(D_{a_1} + D_{b_1}) + \frac{(D_{b_1} - D_{a_1})^2}{4a} \\ &= 2 \times 1800 + \frac{\pi}{2}(300 + 178.38) + \frac{(178.38 - 300)^2}{4 \times 1800} = 4353.11 \text{ mm} \end{aligned}$$

带长差:

$$\begin{aligned} \Delta L_{x_2} &= \frac{(D_{b_1} - D_{a_1})^2 - (D_{b_2} - D_{a_2})^2}{4a} \\ &= \frac{(178.38 - 300)^2 - (238.81 - 239.1)^2}{4 \times 1800} \\ &= 2.05435 \\ \Delta L_{x_3} &= \frac{(D_{b_1} - D_{a_1})^2 - (D'_{b_3} - D'_{a_3})^2}{4a} \\ &= \frac{(178.38 - 300)^2 - (300.695 - 177.6845)^2}{4 \times 1800} \\ &= -0.0472 \text{ mm} \end{aligned}$$

主动轮直径补偿值 ϵ_x

各级主动轮补偿计算如下:

$$\epsilon_{x_2} = \frac{2\Delta L_2}{\pi(i_{x_2} + 1)} = \frac{2 \times 2.05435}{\pi(1.003 + 1)} = 0.653$$

$$\epsilon_{x_3} = \frac{2\Delta L_3}{\pi(i_{x_3} + 1)} = \frac{2(-0.0472)}{\pi(1.6923 + 1)} = \frac{-0.0944}{8.4581} = -0.0111$$

第二级实际带轮直径

$$D_{a2} = D'_{a2} + \epsilon_{x2} = 239.1 + 0.653 = 239.753\text{mm}$$

$$D_{b2} = D'_{b2} + i_2 \epsilon_{x2} = 238.81 + 1.003 \times 0.635 = 239.465\text{mm}$$

第三级实际带轮直径

$$D_{a3} = D'_{a3} + \epsilon_{x3} = 177.6845 - 0.0111 = 177.6734\text{mm}$$

$$D_{b3} = D'_{b3} + i_3 \epsilon_{x3} = 300.695 + 1.6923 \times (-0.0111) = 300.676\text{mm}$$

例题 2 有一台式车床采用如图 3-26b 所示的四级塔轮传动, 传动中心距 $a=2\text{m}$, 主动轴转速 $n_1=250\text{r/min}$, 从动轴最高转速 $n_{2\text{max}}=500\text{r/min}$, 从动轴最低转速 $n_{2\text{min}}=100\text{r/min}$ 。开口传动, 主动带轮最大带轮直径 $D_1=300\text{mm}$ 。试求:

1. 各级带轮直径;
2. 胶带的计算长度 L_p ;
3. 改为半交叉传动, 上述两项中的参数如何?

解:

1. 求公比 φ

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{n_{2\text{max}}}{n_{2\text{min}}}} = \sqrt[4]{\frac{500}{100}} = \sqrt[3]{5} = 1.70997594 \approx 1.71$$

2. 从动轴各级塔轮的转速

$$n_{21} = n_{2\text{max}} = 500\text{r/min}$$

$$n_{22} = \frac{n_{21}}{\varphi} = \frac{500}{1.71} = 292.4\text{r/min}$$

$$n_{23} = \frac{n_{21}}{\varphi^2} = \frac{500}{1.71^2} = \frac{500}{2.9241} = 171\text{r/min}$$

$$n_{24} = \frac{n_{21}}{\varphi^3} = \frac{500}{1.71^3} = \frac{500}{5} = 100\text{r/min}$$

3. 各级塔轮传动比 i_x

$$i_x = i_1 = \frac{n_1}{n_{21}} = \frac{250}{500} = 0.5$$

$$i_x = i_2 = \frac{n_1}{n_{22}} = \frac{250}{292.4} = 0.855$$

$$i_x = i_3 = \frac{n_1}{n_{23}} = \frac{250}{171} = 1.462$$

$$i_x = i_4 = \frac{n_1}{n_{24}} = \frac{250}{100} = 2.5$$

4. 各级塔轮直径

$$D_{a1} = 300\text{mm}$$

$$D_{b1} = i_1 D_{a1} = 0.5 \times 300 = 150\text{mm}$$

$$D_{a2} = D_{a1} \frac{i+1}{i_2+1} = 300 \frac{0.5+1}{0.855+1} = 242.5876\text{mm}$$

$$D'_{b2} = i_2 D'_{a2} = 0.855 \times 242.5876 = 207.4\text{mm}$$

$$D'_{a3} = D_{a1} \frac{i+1}{i_3+1} = 300 \frac{0.5+1}{1.462+1} = 182.77823\text{mm}$$

$$D'_{b3} = D'_{a3}i_3 = 1.462 \times 182.77823 = 267.22\text{mm}$$

$$D'_{a4} = D_{a1} \frac{i+1}{i_4+1} = 300 \frac{0.5+1}{2.5+1} = 128.57\text{mm}$$

$$D'_{b4} - i_4 D'_{a4} = 2.5 \times 128.57 = 321.43\text{mm}$$

5. 带长

$$\begin{aligned} L &= 2a + \frac{\pi}{2}(D_{a1} + D_{b1}) + \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2}{4a} \\ &= 2 \times 2000 + \frac{\pi}{2}(300 + 150) + \frac{(150 - 300)^2}{4 \times 2000} = 4709.3125\text{mm} \end{aligned}$$

6. 带长差

$$\begin{aligned} \Delta L_2 &= \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2 - (D'_{b2} - D'_{a2})^2}{4a} \\ &= \frac{(150 - 300)^2 - (207.4 - 242.5876)^2}{4 \times 2000} \end{aligned}$$

$$= 2.65773\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \Delta L_3 &= \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2 - (D'_{b3} - D'_{a3})^2}{4a} \\ &= \frac{(150 - 300)^2 - (267.22 - 182.7823)^2}{4 \times 2000} \end{aligned}$$

$$= 1.9275$$

$$\begin{aligned} \Delta L_4 &= \frac{(D_{b1} - D_{a1})^2 - (D'_{b4} - D'_{a4})^2}{4a} \\ &= \frac{(150 - 300)^2 - (321.43 - 128.57)^2}{4 \times 2000} \end{aligned}$$

$$= -1.837$$

7. 主动轮直径补偿值 ϵ_x

$$\epsilon_{x2} = \frac{2\Delta L_2}{\pi(i_2+1)} = \frac{2 \times 2.65773}{\pi(0.855+1)} = 0.912$$

$$\epsilon_{x3} = \frac{2\Delta L_3}{\pi(i_3+1)} = \frac{2 \times 1.9275}{\pi(1.462+1)} = 0.4984$$

$$\epsilon_{x4} = \frac{2\Delta L_4}{\pi(i_4+1)} = \frac{2 \times (-1.84)}{\pi(2.5+1)} = -0.3345$$

8. 带轮实际直径

第二级 $D_{a2} = D'_{a2} + \epsilon_{x2} = 242.5876 + 0.912 = 243.5\text{mm}$

$$D_{b2} = D'_{b2} + i\epsilon_{x2} = 207.4 + 0.912 \times 0.855 = 208.18\text{mm}$$

$$D_{a3} = D'_{a3} + \epsilon_{x3} = 182.77823 + (-0.4984) = 183.28\text{mm}$$

第三级 $D_{b3} = D'_{b3} + i\epsilon_{x3} = 267.22 + 1.462 \times 0.4984 = 267.95\text{mm}$

$$D_{a4} = D'_{a4} + \epsilon_{x4} = 128.57 + (-0.3345) = 128.23\text{mm}$$

第四级 $D_{a4} = D'_{a4} + i\epsilon_{x4} = 321.43 + 2.5(-0.3345) = 320.59\text{mm}$

9. 半交叉传动

半交叉传动,它只能用于小传动比($i \leq 2.5$)且中心距 $a_{\min} = 5(D_2 - B)$ 。 D_2 ——大带轮直径; B ——带轮宽。采用平带时,带轮不做中凸度,带宽 B 应增大,通常 $B = 1.4b + 10\text{mm}$ (b 为带宽),但小于 $2b$ 。采用 V 带时,带轮应采用深槽(参阅有关手册)。半交叉传动不许逆转。

本例题若改为半交叉传动,其塔轮不做中凸度而应加大轮宽外,其尺寸并与开口传动相同。而带长则应按下列公式计算。

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_{a1} + D_{b1}) + \frac{D_{a1}^2 + D_{b1}^2}{4a}$$

$$= 2 \times 2000 + \frac{\pi}{2}(300 + 150) + \frac{300^2 + 150^2}{4 \times 2000} = 4765.5625 \text{ mm}$$

§ 3-8 多从动轮带传动

多从动轮带传动仅适用于速度低的中小功率多根从动轴同时传动的场合。通常采用平带或单根 V 带,若有的从动轴和主动轴转向不同时,应采用正反面都能工作的双面 V 带、平带或圆形带。

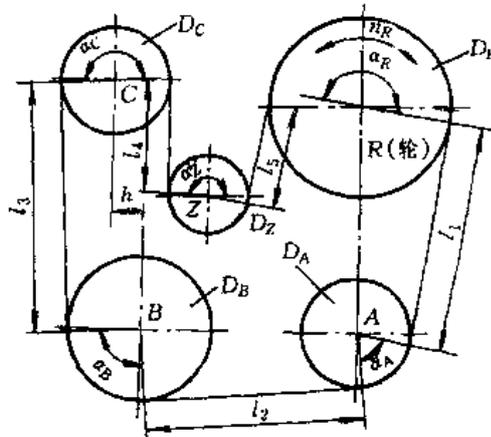


图 3-27 多从动轮带轮传动图

图 3-27 为一多从动轮带轮传动, R 为主动轮, A 、 B 、 C 为从动轮, Z 为张紧轮。传动轮中各带轮的位置除应满足结构上的需要外,应使主动轮和传递功率较大的从动轮有较大的包角(应大于 120°),其余从动轮的包角应大于 70° 。

多从动轮的设计计算,需要已知各轮的位置、转向、各从动轮的转速及其传递的功率。

其计算步骤如下(参看图 3-27):

1. 带轮和张紧轮直径的计算

根据结构要求, d_{\min} 、传动比 i 等条件确定各带轮 D_R 、 D_A 、 D_B 、 D_C 、 D_Z 直径,按表 3-6 选取标准值,张紧轮直径约等于 $(0.8 \sim 1)$ 小带轮直径。

2. 计算包角

各带轮包角 α_R 、 α_A 、 α_B 、 α_C 、 α_Z 按比例绘制传动简图,由图中量出。

3. 包角修正系数

$K_{\alpha R}$ 、 $K_{\alpha A}$ 、 $K_{\alpha B}$ 、 $K_{\alpha C}$ 、 $K_{\alpha Z}$ 考虑作图误差,分别按 $\alpha = 15^\circ$ 查表 3-8。

4. 工况系数

K_{AA} 、 K_{AB} 、 K_{AC} 查表 3-9。

5. 求计算功率

$$P_{caA} = \frac{K_{AA}P_A}{K_{\alpha A}}$$

$$P_{caB} = \frac{K_{AB}P_B}{K_{\alpha B}}$$

$$P_{caC} = \frac{K_{AC}P_C}{K_{\alpha C}}$$

$$P_{caR} = P_{caA} + P_{caB} + P_{caC}$$

式中 P_A, P_B, P_C ——从动轮 A、B、C 传递的功率, kW。

6. 选择带型

按 P_{caR} 和 n_R 由图 3-12 选取。

式中: n_R ——主动轮 R 的转速, r/min。

7. 带速

$$v = \frac{\pi D_R n_R}{60 \times 1000}, \text{ m/s}$$

8. 初算带长

$$L_{d0} = L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + \frac{\alpha_A D_A}{2} + \frac{\alpha_B D_B}{2} + \frac{\alpha_C D_C}{2} + \frac{\alpha_Z D_Z}{2}$$

按表 3-5 选取标准值 L_d, L_d 与 L_{d0} 间的差可调整张紧轮与带轮位置补偿。

9. 主动轮紧边与松边的最小拉力

$$\text{紧边: } F_{1R\min} = 1.25 \times \frac{1000 P_{caR}}{v}, \text{ N}$$

$$\text{松边: } F_{2R\min} = (1 - 0.5 K_{\alpha R}) F_{1R\min}, \text{ N}$$

当 $\alpha = 180^\circ$ 时紧边与松边的拉力比: V 带与双面 V 带取 $\frac{F_1}{F_2} \approx 5$; 平带取 $\frac{F_1}{F_2} \approx 3$ 。

10. 验算 A 轮传动能力

$$\text{实际松边拉力 } F_{2A} = F_{2R\min}, \text{ N}$$

$$\text{实际紧力拉力 } F_{1A} = F_{2A} + \frac{1000 P_{caA} K_{\alpha A}}{v}, \text{ N}$$

紧边所需最小拉力:

$$F_{1A\min} = 1.25 \times \frac{1000 P_{caA}}{v}, \text{ N}$$

应使 $F_{1A} > F_{1A\min}$, 否则将打滑, 这时应增大 D_A 或初拉力。

11. 验算 B、C 轮传动能力

$$\text{B 轮: } F_{2B}, F_{1B}, F_{1B\min}$$

$$\text{C 轮: } F_{2C}, F_{1C}, F_{1C\min}$$

方法与第 10 步骤相同。也应该使 $F_{1B} > F_{1B\min}, F_{1C} > F_{1C\min}$ 。

关于双面 V 带的截面尺寸和有效长度、深槽带轮轮缘尺寸可参照手册选取。

习 题

1. 三角带传动中, 已知: 主动轮 $D_1 = 180\text{mm}$, 从动轮 $D_2 = 180\text{mm}$, 带轮中心距 $a = 630\text{mm}$, 主动轮转速 $n_1 = 1450\text{r/min}$, 能传递的最大功率 $P = 10\text{kW}$, B 型带。试求(1)计算胶带中各应力, 并画出各应力分布图。(2)计算胶带中最大应力 σ_{\max} 中各应力成份占的百分比。胶带的弹性模量 $E = 130\text{MPa} \sim 200\text{MPa}$ 。

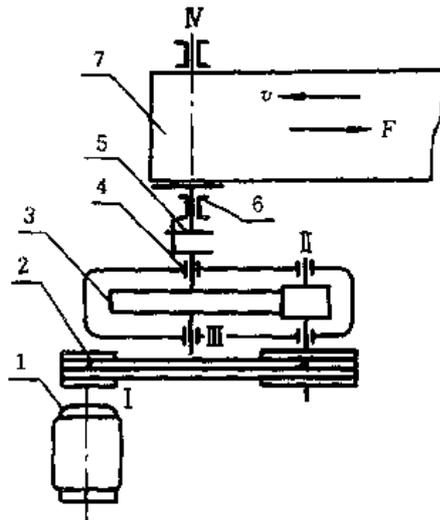
2. 计算离心水泵用的三角胶带传动, 原动机是滑环式异步电动机, 功率 $P = 18.5\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1450\text{r/min}$, 每天工作 16 小时, 要求中心距 a 不大于 0.9m 。

3. 设计一破碎机装置用三角胶带传动。已知: 电动机为 JO₂-42-4, 电动机额定功率 $P = 10\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1440\text{r/min}$, 传动比 $i = 2$, 两班制工作, 希望中心距不超过 600mm 。

4. 一带式运输机传动装置中三角胶带传动如题 4 图所示。已知: $D_1 = 140\text{mm}$, $D_2 = 450\text{mm}$, $n_1 = 960\text{r/min}$, 中心距 $a = 656\text{mm}$, B 型带 5 根, 电动机为 JO₂ 型, 单班制(一班 8h), 载荷变动较大, 卷筒圆周速度 $v = 1.4\text{m/s}$ 。

三角胶带效率 $\eta_1 = 0.95$, 减速器效率 $\eta_2 = 0.95$, 运输机卷筒轴承率 $\eta_3 = 0.98$ 。

试求: 从保证胶带传动的工作能力出发, 卷筒上的圆周力 F 可以是多大?



1. 电动机 2. 胶带传动 3. 减速器 4. 滚动轴承

5. 联轴器 6. 卷筒轴承 7. 卷筒

题 4 图

5. 某石油钻机上联动机组并车传动胶带, 已知: 传动轴输入功率为 564.7kW , 转速 $n_1 = 912\text{r/min}$, $i = 1$ 。试用基准宽度制和有效宽度制两种制度设计 V 带传动。

6. 某空冷器采用一台轴流风机, 风量 $27 \times 10^4 \text{m}^3/\text{h}$, 全风压 16mm 水柱, 风机效率 $\eta_1 = 0.8$, 传动系统效率 $\eta_2 = 0.95$, 电动机转速 $n_1 = 730\text{r/min}$, 风机转速 $n_2 = 239\text{r/min}$, 两胶带轮的初定中心距 $a = 710\text{mm}$ 。试设计该风机的胶带传动。

7. 上棉廿二厂 1293N 型细纱机的窄 V 胶带传动。已知 $P = 17\text{kW}$, $n_1 = 1465\text{r/min}$, $n_2 = 260\text{r/min}$ 三班制工作。设计此种窄 V 胶带传动。

8. 某机械厂一车床选用窄 V 带传动, 电动为三相马达(星——三角开关)功率 $P=22\text{kW}$, $n_1=2910\text{r/min}$, 车床转速 $n_2=735\text{r/min}$, 每日工作时间超过 16h, 带轮直径和中心距可任意选定。试设计此窄 V 带传动。

9. 已知: $P=10\text{kW}$, $n_1=960\text{r/min}$, $n_2=300\text{r/min}$, 两班制工作, 中心距控制在 2m 内。设计这种平型带传动。

10. 带式运输机的帆布平带传动, 已知在服务期限: $n_1=1450\text{r/min}$, $D_1=320\text{mm}$, $D_2=1250\text{mm}$, 胶带为 4 层, 带厚为 5mm, 两班制工作, 计算的循环次数 $N=10^6$ 。试求服务期限为多少年?

11. 当已知条件为: $D_1=280\text{mm}$, $D_2=250\text{mm}$, $n_1=960\text{r/min}$, $a\approx 1.5\text{m}$, 布置与水平成 60° , 轮宽 $B=150\text{mm}$, 问用帆布胶带能传递多大功率?

12. 设计某机械厂一磨床上高速带传动, 已知: $P=2\text{kW}$, $n_1=20000\text{r/min}$, $n_2=40000\text{r/min}$ 运转平稳, 连续工作时间不超过 5h, 采用橡胶高速带。

13. 设计某一粉碎机高速带传动。已知: $P=4\text{kW}$, $n_1=25000\text{r/min}$, $n_2=50000\text{r/min}$ 。运转有轻微冲击振动, 一日工作时间为 8h。采用橡胶高速带传动。

14. 计算离心式泵采用的同步齿形带传动, 已知: $P=55\text{kW}$, $n_1=1450\text{r/min}$, $i=2.5$ (减速), 中心距 a 约为 800mm, 每日工作时间不超过 16h。

15. 计算大港油田引进美制 GD 三柱塞高压水泵采用的 5V-2000 型窄 V 带。已知: $P=132\text{kW}$, $n_1=1470\text{r/min}$, $n_2=370\text{r/min}$, 中心距 $a\approx 2385\text{mm}$, 24h 连续工作, 运转平稳。

16. 计算 717C 型侧壁气垫船试验艇采用同步齿形带。已知: 两台主机自由端各驱动一台离心风机, 主机转速为 1500r/min , 每台风机功率为 22kW , 转速 2700r/min , 负荷启动和运转中工况变化频繁, 中心距尽可能小些, 风机效率 $\eta=0.96$, 工作时间每天不超过 8h。

17. 设计运输机用的多楔带传动, 已知传递功率 $P=18.5\text{kW}$, $n_1=1450\text{r/min}$, $n_2=400\text{r/min}$, 每天工作 8h, 中心距 $a\approx 1.2\text{m}$ 。

18. 计算一饲料粉碎机采用的多楔带传动, 已知 $P=30\text{kW}$, $n_1=1470\text{r/min}$, $i=1.15$, 中心距 $a\approx 900\text{mm}$, 每天工作时间 16h。

19. 计算用于带动空气压缩机的多楔带传动, 已知 $P=7.5\text{kW}$, $n_1=1100\text{r/min}$, $D_1=250\text{mm}$, $n_2=220\text{r/min}$, $a=1.2\text{m}$

20. 设计一台式钻床用的如图 3-28b 所示的四级塔轮传动。已知: 传递功率 $P=3\text{kW}$, 主动轴转速 $n_1=300\text{r/min}$, 从动轴 $n_{2\text{max}}=1000\text{r/min}$, 从动轴 $n_{2\text{min}}=100\text{r/min}$, 中心距 $a\approx 1.2\text{m}$, 主动轮最小直径 $D_{1\text{min}}=125\text{mm}$ 。

21. 对抽油机进行带传动设计, 根据抽油机悬点载荷, 曲柄扭矩, 冲程和冲次的要求计算出驱动电机的最大合理功率值为 55kW , 转速为 750r/min , 并已知主减速器传动比为 31.73, 游梁冲次分别为 6、9、12 次/分, 设备理想中心距为 2450mm, 长期野外连续运转, 设计带传动。

说明: 根据抽油机的载荷特性, 当悬点载荷不变的时候, 曲柄扭矩是不随冲次和冲程而改变的常数。

齿 轮 传 动

在现代机械设备中,广泛应用着齿轮传动。目前齿轮技术可达到的指标:圆周速度 $v=300\text{m/s}$;转速 $n=10^5\text{r/min}$;传递的功率 $P=10^5\text{kW}$,模数 m 可从 0.004mm 到 100mm ;圆周力 F_t 从 1 克到几千吨;直径 d 从 1mm 到 152.3m ,效率 η 从 0.98 到 0.995 (每对齿轮);寿命可达十几年以至数百年(正确设计制造及使用)。

齿轮传动就装置形式来说,有开式、半开式及闭式之分;就使用情况来说,有低速、高速及轻载、重载之别;就齿轮材料的性能及热处理工艺的不同,齿轮有较脆(如整体淬火,齿面硬度很高的钢齿轮或铸铁齿轮)或较韧(如经调质、常化的优质碳钢及合金钢齿轮),齿面有较硬(轮齿工作面的硬度大于 350HBS 或 $\text{HRC}38$,并称为硬齿面齿轮)或较软(齿面硬度小于或等于 350HBS 或 $\text{HRC}38$,并称为软齿面齿轮)的差别等。由于上述条件的不同,齿轮传动也就出现不同的失效形式。一般地说,齿轮传动的失效主要是轮齿的失效,通常有轮齿折断和工作齿面磨损、点蚀、胶合及塑性变形等。因此,到目前为止,针对齿轮传动的各种工作情况及失效形式,一般使用的齿轮传动通常只按保证齿根弯曲强度及齿面接触强度两个准则来进行计算。对于高速大功率的齿轮传动(如航空发动机、燃气轮机的主传动齿轮),还应按保证齿面抗胶合能力的准则进行计算。至于抵抗其他失效的能力,目前虽然一般不进行计算,但也应采取相应的措施,以增强轮齿抵抗这些失效的能力。

从实践得知,闭式齿轮传动,在齿面硬度 $\text{HBS} \leq 350$ 时,常由于齿面点蚀而造成齿轮报废,所以应按接触强度计算定出齿轮尺寸,再校核它的弯曲强度。当齿面硬度 $\text{HBS} > 350$ 时,闭式传动常由于轮齿折断面造成齿轮报废,在设计时应按弯曲强度计算,再校核其接触强度。对于开式(半开式)齿轮传动,应按保证齿面抗磨损及齿根抗折断能力两准则进行计算,但对齿面抗磨损能力的计算,迄今尚无行之有效的计算方法及设计数据,所以开式(半开式)齿轮传动,目前仅以保证齿根弯曲疲劳强度为设计准则。

§ 4—1 直齿圆柱齿轮传动的设计计算

一、齿轮传动的计算载荷

为了便于分析计算,通常取沿齿面接触线单位长度上所受的载荷进行计算。沿齿面接触线单位长度的平均载荷 p 为

$$p = \frac{F_n}{L}, \text{N/mm}$$

式中 F_n ——作用于齿面接触线上的法向公称载荷, N;

L ——沿齿面的接触线长,mm。

由于工况变化、制造误差和轮齿变形面引起附加载荷,再加上同时啮合的齿对间载荷分配不均匀,即使一对齿上载荷沿接触线分布也不是均匀的。因此在计算齿轮传动的强度时,应按接触单位长度上的最大载荷,即计算载荷 p_{ca} 进行计算。即

$$p_{ca} = KP = K \frac{F_t}{L}, \text{ N/mm} \quad (4-1)$$

式中 K 为载荷系数。

载荷系数 K 包括工况系数 K_A 、动载系数 K_v 、载荷分配系数 K_H 和载荷分布不均系数 K_β 。即

$$K = K_A K_v K_H K_\beta$$

(一) 工况系数 K_A

工况系数 K_A 是表征原动机及工作机的性能对齿轮所受载荷大小的影响。 K_A 的实用值应针对设计对象,通过实践确定。表 4-1 所列 K_A 值可供参考。

(二) 动载系数 K_v

动载荷与基圆齿距误差、齿形误差、圆周速度、齿轮的质量、啮合刚度和所传递的载荷大小等有关,此外,还与润滑情况、轴和轴承的刚度有关。

设计齿轮时,应根据分度圆的圆周速度、工作条件、制造工艺条件等,选用合适的制造精度,以避免由于制造误差过大引起严重的动载荷,同时也可避免过高地要求制造精度,造成不必要的成本提高。

表 4-1 工作情况系数 K_A

载荷状态	工作机器	原 动 机		
		电动机、汽轮机、燃气轮机	多缸内燃机	单缸内燃机
均匀、轻微冲击	均匀加料的运输机和喂料机,轻、中型工作制的卷扬机及起重机,发电机,离心式鼓风机,机床的辅助传动,压缩机,离心泵,搅拌液体的机器	1	1.25	2.5
中等冲击	重型工作或不均匀加料的运输机和喂料机,重型工作制的卷扬机及起重机,重载升降机,球磨机,冷轧机,混凝土搅拌机,大型鼓风机,机床的主传动,多缸往复式压缩机,双作用及单作用的往复式泵	1.5	1.5	1.75
较大冲击	往复式或振动式运输机和喂料机,特重型工作制的卷扬机及起重机,碎矿机,混合碾磨机,单缸往复式压缩机	1.75	≥ 2	≥ 2.25

注:表中所列 K_A 值仅适用于减速传动;若为增速传动, K_A 值约为表值的 1.1 倍。

减小齿轮传动的动载荷,采用提高齿轮制造精度,减小齿轮直径以降低圆周速度都有一定的效果。但对重要的齿轮传动,可采用修缘齿,对外啮合圆柱齿轮,当圆周速度 v 大于表 4-2 的数值而需要修缘时,推荐使用表 4-3 的数值。

以下情况不进行齿顶修缘：

1. 因修缘的结果，在直齿轮传动中使重合度 $\varepsilon < 1.089$ ，在斜齿轮传动中使端面重合度 $\varepsilon_a < 1$ 。

2. 当斜齿轮的螺旋角 $\beta < 17^\circ 45'$ 时。

由于影响齿轮传动动载荷的因素很多， K_d 值的精确确定，是比较困难的。对于一般齿轮传动的动载荷系数 K_d 值，可近似地根据齿轮的速度、齿数和齿轮的精度等级，由图 4-1 选取。若为圆锥齿轮传动，应按图 4-1 中低一级的精度线及 $v_m Z_1/100$ 值查取 K_d 值，此处 v_m 为圆锥齿轮平均分度圆处的圆周速度，m/s。

表 4-2 外啮合圆周齿轮的许用圆周速度

齿轮类型	用 I 组精度		
	6 级	7 级	8 级
	圆周速度 m/s		
直齿圆柱齿轮	10	6	4
斜齿圆柱齿轮	16	10	6

表 4-3 齿顶修缘高度和深度

图 形	I 组精度					
	6 级		7 级		8 级	
	m	e	m	e	m	e
<p>按模数和精度等级决定</p> <p>修缘高度 $h_x = 0.45m$</p>	2~2.75	0.01	2~2.5	0.015	2~2.75	0.02
	3~4.5	0.008	2.75~3.5	0.012	3~3.5	0.0175
	5~10	0.006	3.75~5	0.010	3.75~5	0.015
	11~16	0.005	5.5~7	0.009	5.5~8	0.012
			8~11	0.008	9~16	0.010
			12~20	0.007	18~25	0.009
			22~30	0.006	28~50	0.008

注：1. 表中的数值是指在基准齿形上的修缘数值。

2. 基准齿形上的修缘部分，是一条直线，也允许采用均匀的凸形曲线。

3. 在大批量生产中，对于特别重要的传动齿轮以及受工艺要求所限制时，允许改变修缘形状和数值。

4. 内啮合齿轮传动也可以应用本表数值。

(三) 啮合齿对间载荷分配系数 K_a 。

载荷分配系数是考虑同时啮合的各对轮齿间载荷分配不均匀的影响系数。对一般齿轮传动可用以下方法确定：

1. 对直齿轮和窄斜齿轮（即纵向重合度 $\varepsilon_\beta \geq 1$ 的齿轮传动），为了安全，均假定啮合区中只有一对齿啮合，则 $K_a = 1$ 。

2. 对宽斜齿轮(即纵向重合度 $\epsilon_\beta > 1$ 的齿轮传动), 在进行齿面接触强度计算时取 $K_a = K_{Ha}$, 其值可按图 4-2 选取(当圆周速度 v 不知时, 可暂设一个圆周速度值, 待初步计算完成后进行校核)。当作齿根弯曲疲劳强度计算, $K_a = H_{Fa}$, 其值可按式(4-3)计算

$$K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_\alpha - 1)}{4} \quad (4-3)$$

式中 ϵ_α ——齿轮传动的端面重合度;

n ——精度等级(GB179—83 中第 II 公差组控制齿轮接触精度的精度等级)。

(四) 载荷分布不均系数 K_β

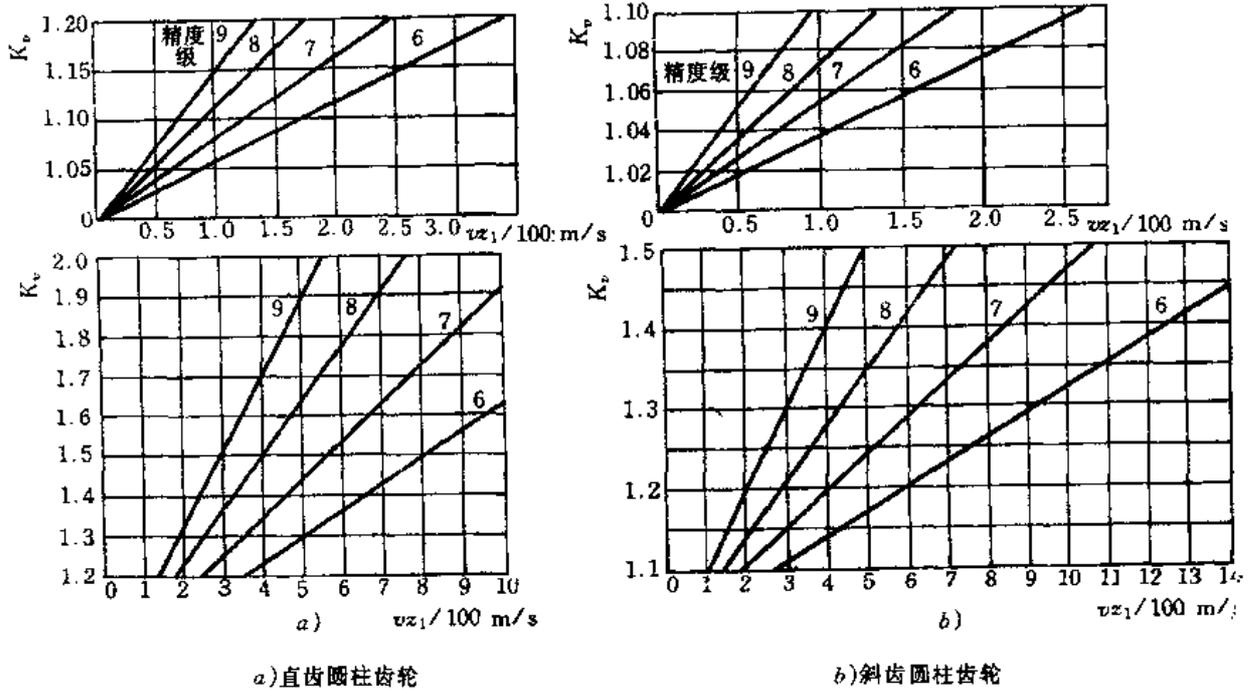


图 4-1 动载系数 K_d 值

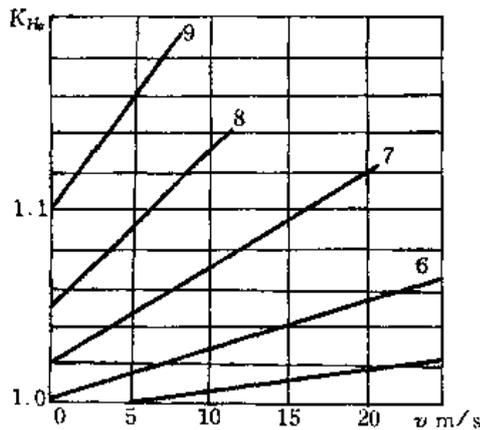


图 4-2 斜齿轮传动的啮合对间载荷分配系数 K_{Ha}

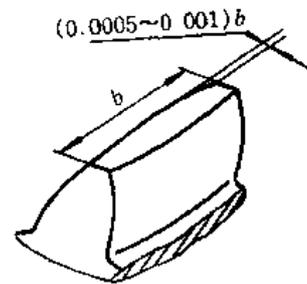


图 4-3 鼓形齿

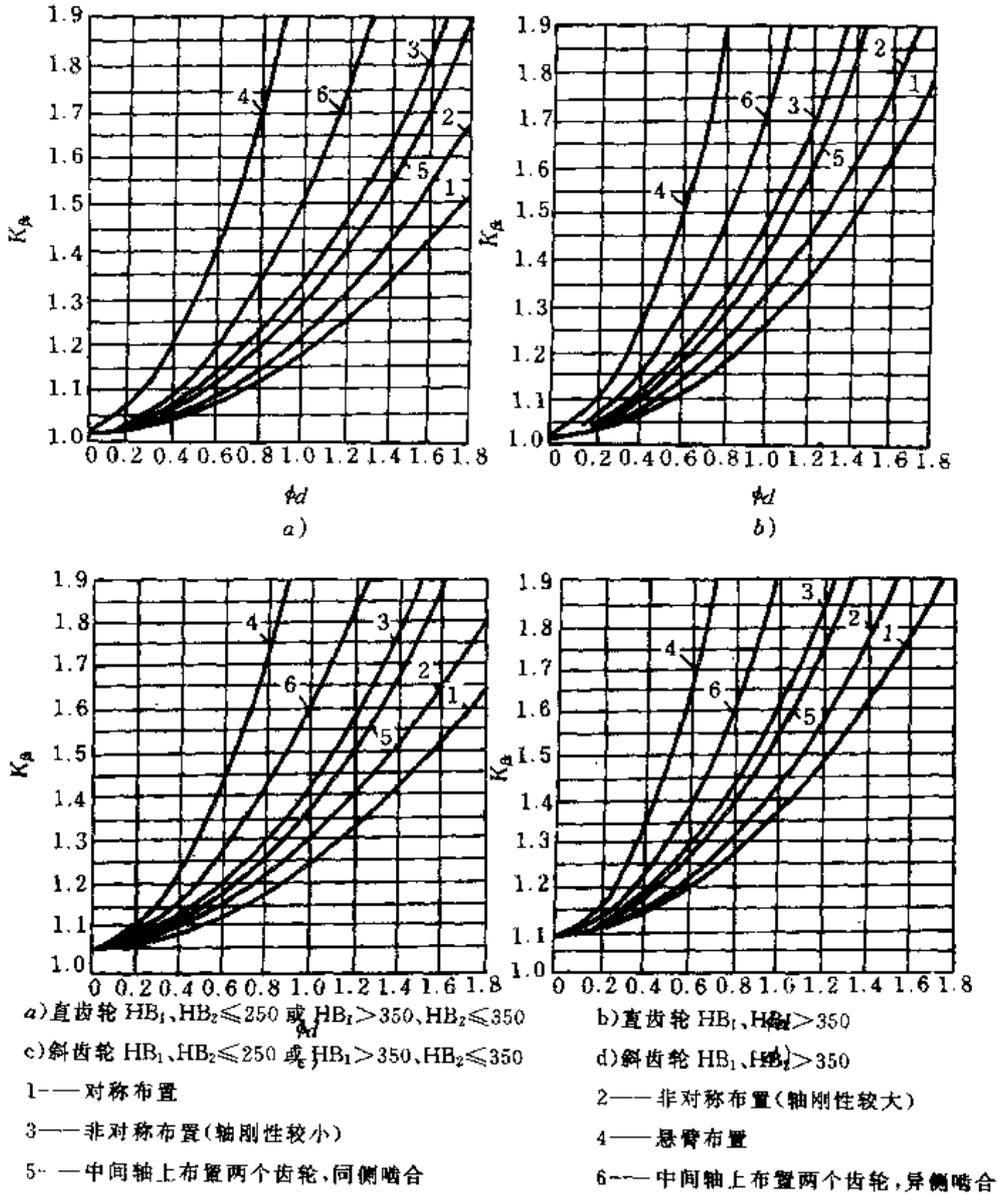


图 4-4 K_{β} 值

计算轮齿强度时,为了计及齿面上载荷沿接触线分布不均的现象,通常以系数 K_{β} 来表征齿面上载荷分布不均匀程度对轮齿强度的影响。

为了改善载荷沿接触线分布不均匀的程度,可以采取增大轴、轴承及支座的刚度,对称地布置轴承,以及适当地限制轮齿的宽度等措施,同时应尽可能避免齿轮作悬臂布置(即两个支承皆在齿轮的一边)。这对高速、重载(如航空发动机)的齿轮传动应更加重视。

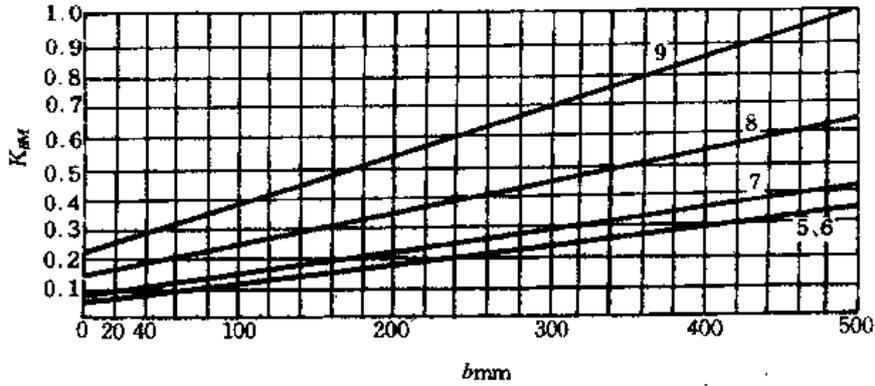
除上述一般措施外,也可把一个齿轮做成鼓形(图 4-3),对圆柱斜齿轮及人字齿轮进行螺旋角修形。这些修形均可改善齿向载荷分布不均匀现象。

在接触强度计算中取齿向载荷分布系数为 $K_{H\beta}$,在弯曲强度计算取为 $K_{F\beta}$ 。 $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ 的值可按式计算

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta} + K_{\beta M}$$

式中 K_{β} ——是考虑综合变形对载荷沿齿向分布影响的系数,其值由图 4-4 查取。

$K_{\beta M}$ ——是考虑制造安装误差对载荷沿齿向分布影响的系数,其值由图 4-5 查取。



1. 图中齿轮的精度为第Ⅲ组精度
2. HB_1 和 $HB_2 > 350$ 时, $K_{\beta M}$ 为图值的 1.5 倍
3. 装配时调整, 鼓形齿 $K_{\beta M}$ 为图值的 0.5 倍
4. 齿端修薄 $K_{\beta M}$ 为图值的 0.75 倍

图 4-5 $HB \leq 350$ 装配时不作调整的一般齿轮的 $K_{\beta M}$ 值

二、轮齿的受力分析

受力分析的目的,除为了计算轮齿的强度外,也为计算支承齿轮的轴及轴承的设计计算提供基础。

如图 4-6 所示是直齿圆柱齿轮轮齿的受力情况。齿轮传动一般均加以润滑,啮合轮齿间的摩擦力很小,可以忽略不计。

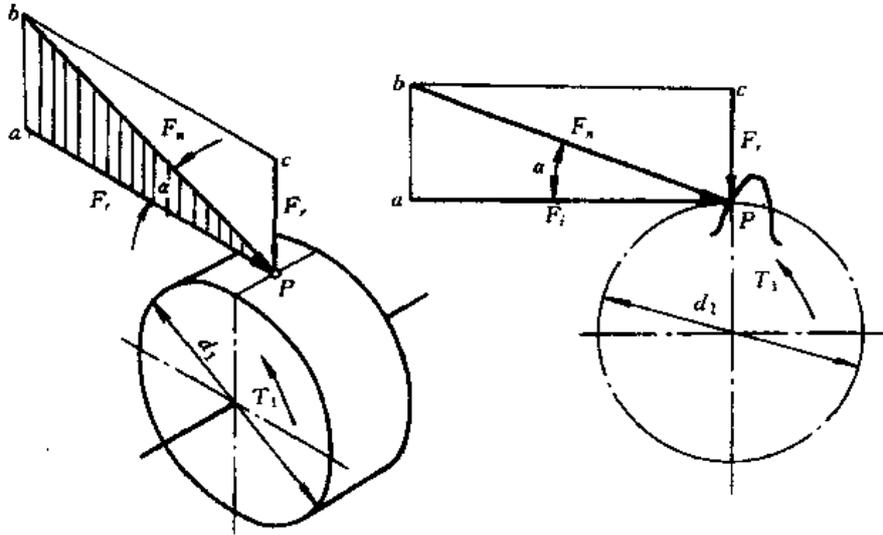


图 4-6 直齿圆柱齿轮轮齿受力分析

沿啮合线作用在齿面上的正压力 F_n , 垂直于齿面, 为了计算方便, 将正压力 F_n 在节点 P 处分解为两个相互垂直的分力, 即圆周力 F_t 与径向力 F_r , 如图 4-6 所示。由此得

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_1} \\ F_r &= F_t \operatorname{tg} \alpha \\ F_n &= F_t / \cos \alpha = \frac{2T_1}{d_1 \cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (4-4)$$

式中 T_1 ——小齿轮传递的扭矩, $N \cdot \text{mm}$;
 d_1 ——小齿轮的节圆直径, 对标准齿轮即为分度圆直径, mm ;
 α ——啮合角, 对标准齿轮, $\alpha = 20^\circ$ 。

各力的方向: 在主动轮上, 圆周力 F_t 的方向与圆周速度相反; 在从动轮上和圆周速度相同。径向力 F_r 的方向在主、从动轮都是由作用点指向轮心。

三、齿根弯曲疲劳强度计算

图 4-7 所示为单位齿宽的轮齿在齿顶啮合时的受力情况。图 4-8 所示为齿顶受载时, 轮齿根部的应力图。

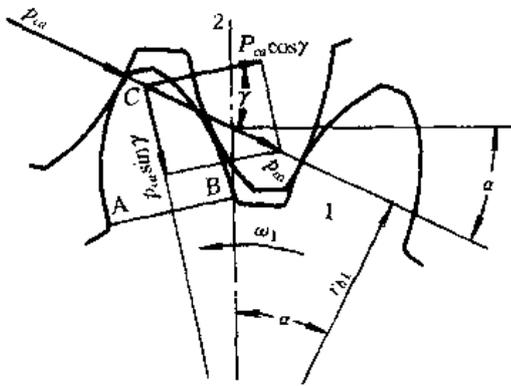


图 4-7 齿顶啮合受载

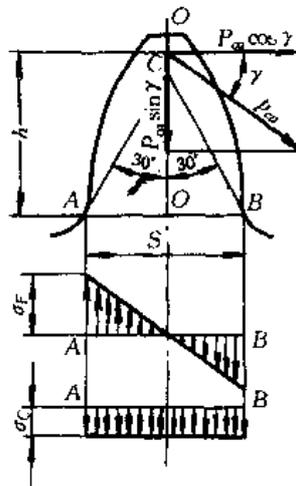


图 4-8 齿根应力图

在齿根危险剖面 AB 处的压应力 b_c 仅为弯曲应力 σ_F 的很小一部分, 可略而不计, 仅按水平分力 $p_{ca} \cos \gamma$ 所产生的弯矩进行弯曲强度计算。

如图 4-8 所示, 齿根危险剖面的弯曲强度条件按单位齿宽计算为

$$\sigma_F = \frac{M}{W} = \frac{p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{\frac{1}{6} \cdot s^2} = \frac{6 p_{ca} \cos \gamma \cdot h}{s^2} \leq [\sigma]_F$$

取 $h = K_h m$, $s = K_s m$, 并将式(4-1)及式(4-4)代入。对直齿圆柱齿轮, 齿面上接触线长 L 即为齿宽 b (mm), 得

$$\sigma_{F_0} = \frac{6 K F_t \cos \gamma \cdot K_h m}{b \cos \alpha (K_s m)^2} = \frac{K F_t}{b m} \cdot \frac{6 K_h \cos \gamma}{K_s^2 \cos \alpha} \leq [\sigma]_F$$

$$\text{令 } Y_{Fa} = \frac{6 K_h \cos \gamma}{K_s^2 \cos \alpha}$$

Y_{Fa} 为载荷作用于齿顶时的齿形系数表 4-5。

计入齿根危险剖面处的过渡圆角所引起的应力集中作用, 则得

$$\sigma_F = \frac{K F_t}{b m} Y_{Fa} Y_{sa} \leq [\sigma]_F \text{ MPa} \quad (4-5)$$

式中 Y_{sa} —— 载荷作用于齿顶时, 计及齿根过渡圆角处应力集中作用的应力校正系数, 表 4-5。

表 4-5 齿形系数 Y_{Fa} 及应力校正系数 Y_{sa}

$z(z_v)$	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
Y_{Fa}	2.97	2.91	2.85	2.80	2.76	2.72	2.69	2.65	2.62	2.60	2.57	2.55	2.53
Y_{sa}	1.52	1.53	1.54	1.55	1.56	1.57	1.575	1.58	1.59	1.595	1.60	1.61	1.62
$z(z_v)$	30	35	40	45	50	60	70	80	90	100	150	200	∞
Y_{Fa}	2.52	2.45	2.40	2.35	2.32	2.28	2.24	2.22	2.20	2.18	2.14	2.12	2.06
Y_{sa}	1.625	1.65	1.67	1.68	1.70	1.73	1.75	1.77	1.78	1.79	1.83	1.865	1.97

注: 1. 基准齿形的参数为 $\alpha=20^\circ, h_f^*=1, c^*=0.25, \rho=0.38m$;

2. 内齿轮的齿形系数及应力校正系数可近似地取为 $z=\infty$ 时的齿形系数及应力校正系数。

令 $\varphi_a=b/d_1$ —— 齿宽系数(表 4-7), 并将 $F_t=\frac{2T_1}{d_1}$ 及 $m=\frac{d_1}{Z}$ 代入式(4-5), 得

$$\sigma_F = \frac{2KT_1}{\varphi_a m^3 z_1^2} Y_{Fa} Y_{sa} \leq [\sigma]_F, \text{ MPa} \quad (4-6a)$$

$$\text{设计公式: } m = \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_a Z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{sa}}{[\sigma]_F} \right)}, \text{ mm} \quad (4-6b)$$

一般计算 m 值后应按表 4-8 选取标准值。中、低速齿轮传动, 如已知中心距 a , 可取 $m=(0.01 \sim 0.02)a$, 软齿面、载荷平稳时取小值; 硬齿面、冲击载荷时取较大值。传递动力的齿轮模数一般不宜小于 $1.5 \sim 2\text{mm}$ 。轮齿过小, 磨损后有过载折断的危险。

四、齿面接触疲劳强度计算

对闭式齿轮传动, 最常见的损坏形式就是轮齿工作表面的点蚀。因此, 按工作表面不发生点蚀来计算齿轮, 已经获得广泛的应用。这种计算通常按接触强度计算。

计算要满足的条件, 即接触应力不超过许用值。

计算按节点啮合处理, 这是由于齿廓通过节点处首先开始点蚀的缘故。

计算的基础是, 如图 4-9 所示, 把齿廓在接触点处的曲率半径 ρ_1 和 ρ_2 视为两接触圆柱体的半径 R_1 和 R_2 。在预定使用期限内, 齿面不发生点蚀, 其计算公式为

校核公式:

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H, \text{ MPa} \quad (4-7)$$

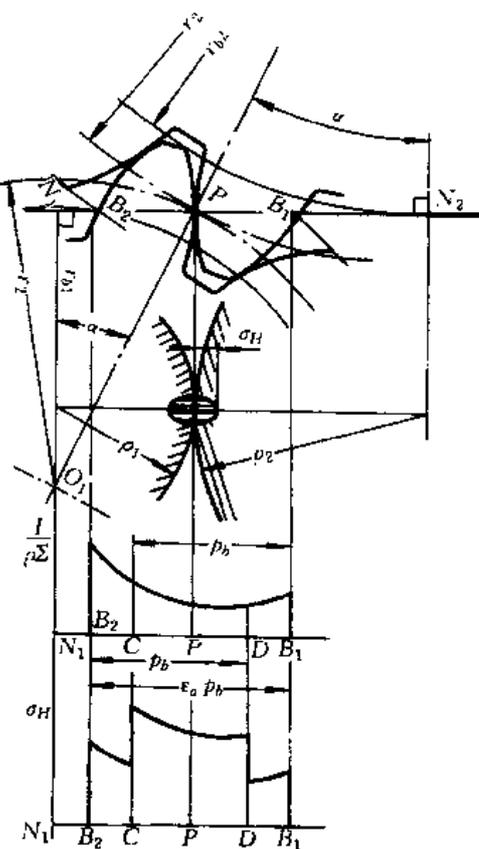


图 4-9 齿面上的接触应力

将 $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$, $\varphi_d = b/d_1$ 代入上式得

$$\sigma_H = Z_E Z_H \sqrt{\frac{2KT_1}{\varphi_d d_1^3} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H, \text{ 于是得}$$

设计公式:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E Z_H}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{ mm} \quad (4-8)$$

将 $d_1 = \frac{2a}{u \pm 1}$ 代入, 得

$$a \geq (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E Z_H}{2[\sigma]_H} \right)^2}, \text{ mm} \quad (4-9)$$

式中 Z_H 称为区域系数。标准直齿轮 $\alpha = 20^\circ$, 时 $Z_H = 2.5$ 。

Z_H 称为弹性影响系数, 表 4-6。

若将 $Z_E = 2.5$ 代入 (4-7) 及 (4-8), 得

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad (4-7a)$$

表 4-6 弹性影响系数 $Z_E \quad \sqrt{\text{MPa}}$

弹性模量 $E(\text{MPa})$	配对齿轮材料				
	灰铸铁	球墨铸铁	铸 钢	锻 钢	夹布塑胶
齿轮材料	11.8×10^4	17.3×10^4	20.2×10^4	20.0×10^4	0.785×10^4
锻 钢	162.0	181.4	188.9	189.8	56.4
铸 钢	161.4	180.5	188.0		
球墨铸铁	156.6	173.9	—	—	—
灰铸铁	143.7	—	—	—	—

注: 表中所列夹布塑胶的油松比 μ 为 0.5, 其余材料的 μ 均为 0.3。

及
$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{ mm} \quad (4-8a)$$

五、齿轮传动的设计参数与许用应力

(一) 齿轮传动设计参数的选择

1. 压力角 α 的选择

我国对一般用途的齿轮传动规定的标准压力角为 $\alpha = 20^\circ$ 。为增强航空用齿轮传动的弯曲强度及接触强度, 我国航空齿轮传动标准还规定了 $\alpha = 25^\circ$ 的标准压力角。

2. 小齿轮齿数 z_1 的选择

闭式齿轮传动一般转速较高, 为了提高传动的平稳性, 减小冲击振动, 以齿数多一些为好, 小齿轮的齿数可取为 $z_1 = 20 \sim 40$ 。开式(半开式)齿轮传动, 由于轮齿主要为磨损失效, 为使轮齿尺寸不致过小, 故小齿轮不宜选用过多的齿数, 一般可取 $z_1 = 17 \sim 20$ 。

为使轮齿免于根切, 对于 $\alpha = 20^\circ$ 的标准直齿圆柱齿轮, 应取 $z_1 \geq 17$ 。

3. 齿宽系数 φ_d

由齿轮的强度计算公式可知,轮齿愈宽,承载能力也愈高,因而轮齿不宜过窄;但增大齿宽又会使齿面的载荷分布更趋不均匀,故齿宽系数应取得适当。圆柱齿轮齿宽系数 φ_d 的荐用值列于表 4-7。对于标准圆柱齿轮减速器,齿宽系数取为 $\varphi_d = b/a = \frac{b}{0.5d_1(1+u)}$,对于外啮合齿轮传动:

$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} = 0.5(1+u)\varphi_a \quad (4-9)$$

φ_a 的值定为 0.2, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.0, 1.2。应用设计计算公式时,对于标准减速器,可先选定 φ_a 后再用式(4-9)计算相应的 φ_d 值。

表 4-7 圆柱齿轮的齿宽系数 φ_d

装置状况	两支承相对小齿轮作对称布置	两支承相对小齿轮作不对称布置	小齿轮作悬臂布置
φ_d	0.9~1.4(1.2~1.9)	0.7~1.15(1.1~1.65)	0.4~0.6

注:1. 大、小齿轮皆为硬齿面时, φ_d 应取表中偏下限的数值;若皆为软齿面或仅大齿轮为软齿面时, φ_d 取表中偏上限的数值;

2. 括号内的数值用于人字齿轮,此时 b 为人字齿轮的总宽度;
3. 金属切削机床的齿轮传动,若传递功率不大时, φ_d 可小到 0.2;
4. 非金属齿轮可取 $\varphi_d \approx 0.5 \sim 1.2$ 。

4. 模数 m

(1) 模数 模数是齿轮传动的的基本参数,它的数值必须符合国家标准,表 4-8。

表 4-8 渐开线圆柱齿轮标准模数

第一序列	1	1.25	1.5	2	2.5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	
第二序列	1.75	2.25	2.75	(3.25)	3.5	(3.75)	4.5	5.5	6.5	7	8	(11)	14	18	22	28	(30)	36	45

注:1. 对于斜齿圆柱齿轮是指法向模数 m_n 。

2. 优先选用第一序列,括号内的数值尽可能不用。

(二) 轮齿传动的许用应力

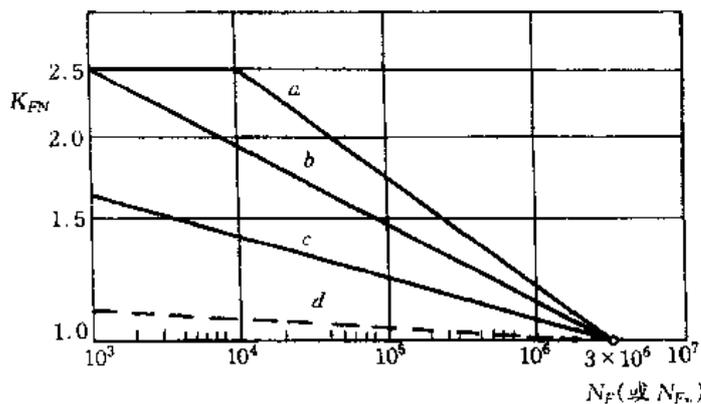
齿轮的许用应力(σ)按下式计算

$$[\sigma] = \frac{K_N \sigma_{lim}}{S} \quad (4-10)$$

式中 S ——疲劳强度安全系数,对接触疲劳强度计算,由于点蚀破坏发生后虽引起噪声、振动增大,但还可以继续工作,故可取 $S = S_H = 1$ 。但是,如果一旦发生断齿,就会引起严重事故,因此在进行齿根弯曲疲劳强度计算时取 $S = S_F = 1.25 \sim 1.5$ 。

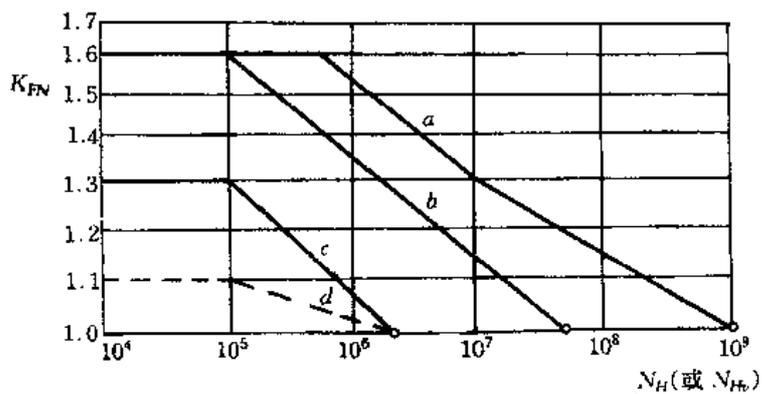
K_N ——考虑应力循环次数影响的系数,称为寿命系数。弯曲疲劳寿命系数 K_{FN} 查图 4-10;接触疲劳寿命系数 K_{HN} 查图 4-11。

σ_{lim} ——齿轮的疲劳极限。弯曲疲劳强度极限 σ_{Flim} 查图 4-12,图中的 σ_{Flim} 值已计入试验齿轮应力集中的影响;接触疲劳强度极限值 σ_{Hlim} 查图 4-13。



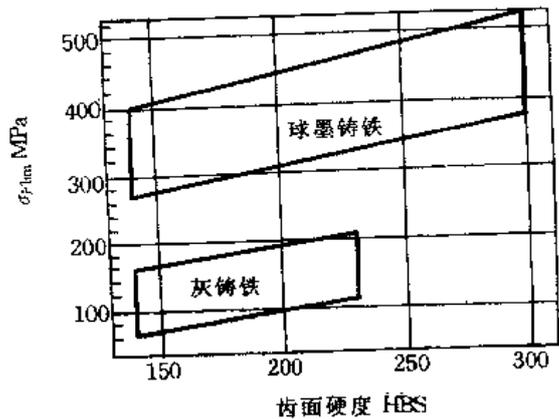
a——正火钢、调质钢、球墨铸铁； *b*——渗碳淬火钢、表面淬火钢；
c——调质钢，气体渗氮； *d*——调质钢，液体渗氮

图 4-10 弯曲寿命系数 K_{FN}

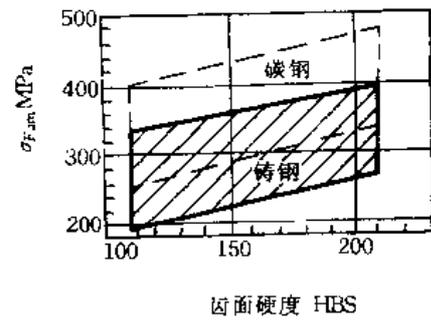


a——调质钢、球墨铸铁，齿面允许有一定数量的局限性点蚀
b——调质钢、球墨铸铁、渗碳淬火和表面硬化钢
c——调质钢，气体渗氮、铸铁 *d*——调质钢，液体渗氮

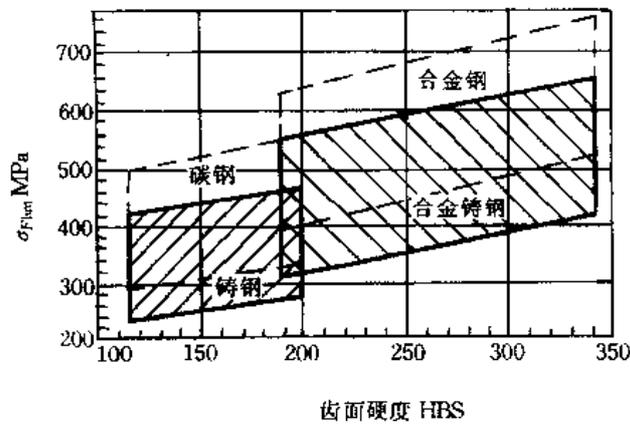
图 4-11 接触寿命系数 K_{HN}



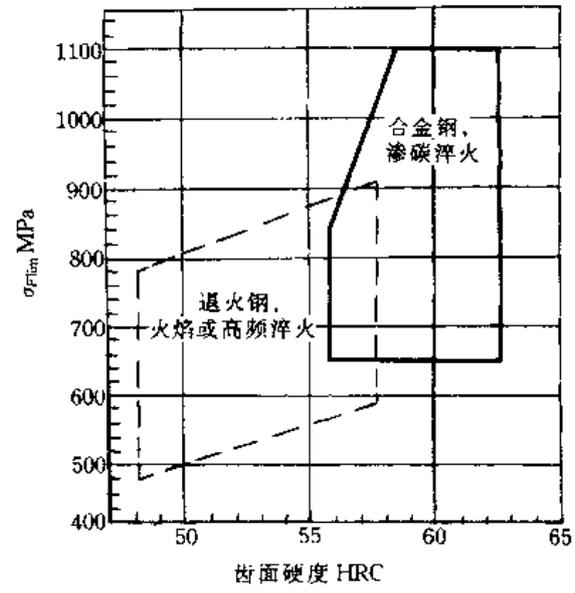
a) 铸铁



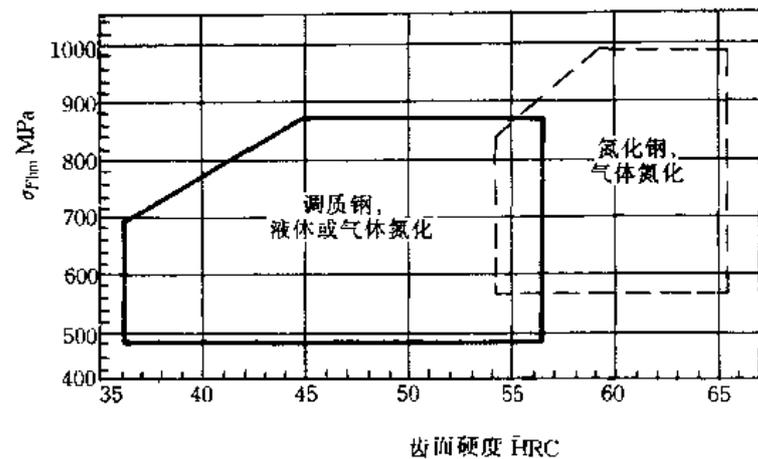
b) 碳钢常化



c) 调质

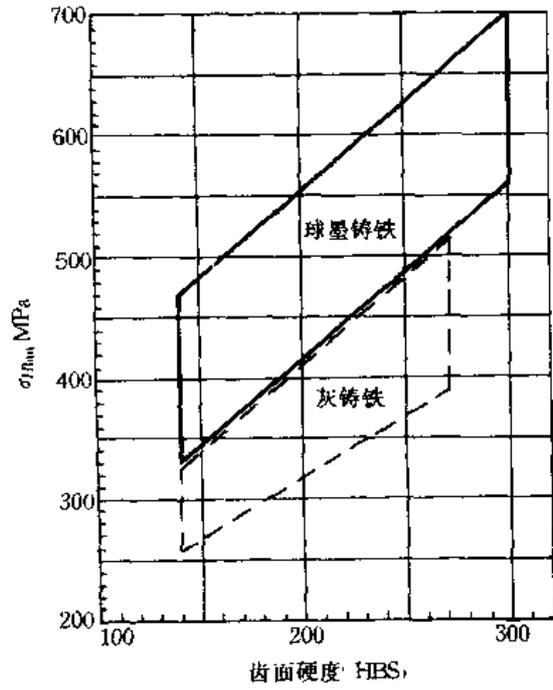


d) 渗碳、淬火

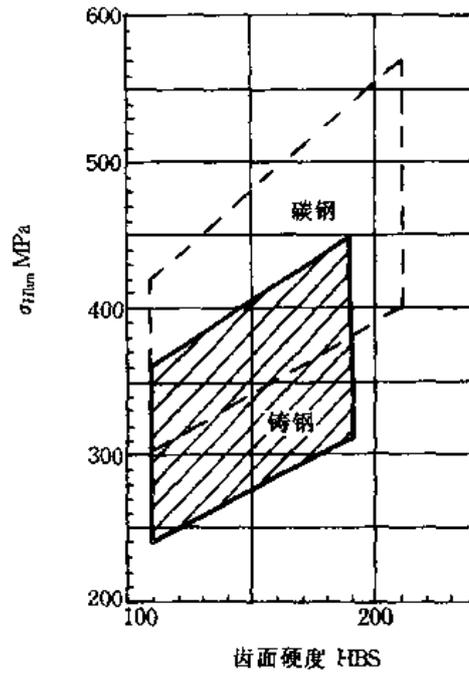


e) 氮化

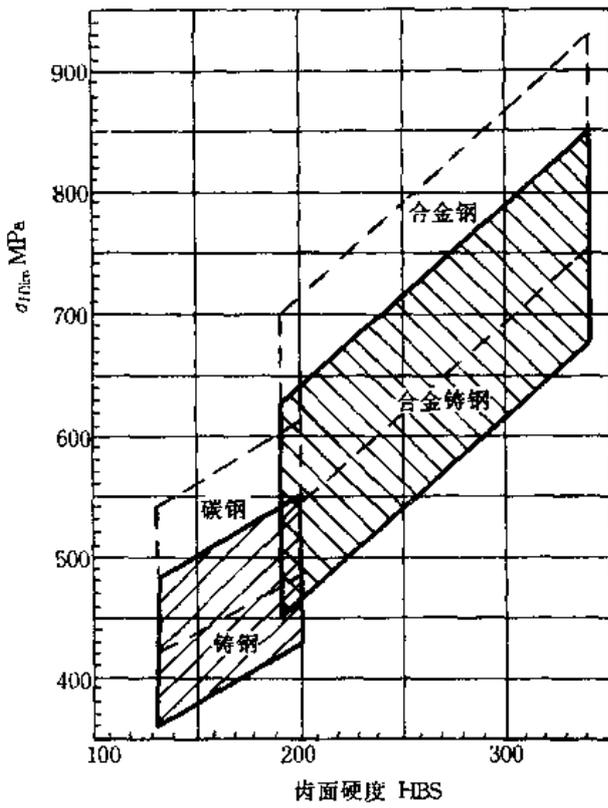
图 4-12 齿轮材料的弯曲疲劳强度极限 σ_{Flim}



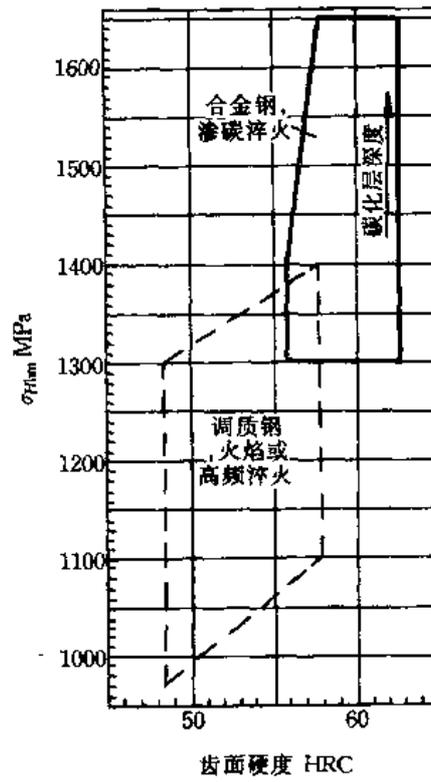
a) 铸铁



b) 碳钢常化



c) 调质



d) 渗碳、淬火

图 4-13 齿轮材料的接触疲劳强度极限 σ_{Hlim}

设 n 为齿轮的转速, r/min ; j 为齿轮每转一圈时, 同一齿面啮合的次数; L_h 为齿轮的工作寿命, h , 则齿轮的工作应力循环次数 N 按下式计算。

$$N = 60njL_h \quad (10-11)$$

图 4-12、图 4-13 所示的极限应力值, 对一般设计建议取框内中偏下之值; 仅当材料的化学成分及机械性能符合国家标准的规定, 并经材料实验验证, 热处理后经过金相及硬度检验合格, 齿轮的结构设计也合理时, 才可选取中偏上的数值。使用图 4-12c 及图 4-13c 时, 若齿面硬度超出图中荐用的范围, 可大体按外插法查取相应的 $\sigma_{H\text{lim}}$ 值。图 4-12 所示为脉动循环应力时的极限应力。对称循环应力的极限应力值仅为脉动循环应力的 70%。夹布塑胶的弯曲疲劳的许用应力 $[\sigma]_F = 50\text{MPa}$, 接触疲劳许用应力 $[\sigma]_H = 110\text{MPa}$ 。

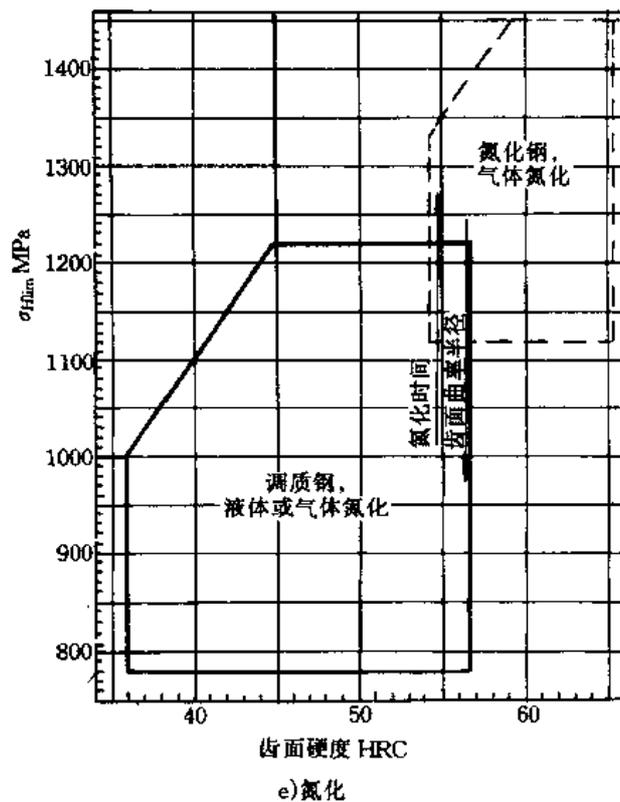


图 4-13 齿轮材料的接触疲劳强度极限 $\sigma_{H\text{lim}}$

(三) 齿轮传动的强度计算说明

1. 由式(4-5)可得 $\sigma_F/Y_{Fa}Y_{Sa} = K_{Ft}/bm \leq [\sigma]_F/Y_{Fa}Y_{Sa}$, 即配对齿轮的 $\sigma_F/Y_{Fa}Y_{Sa}$ 值皆一样, 而 $[\sigma]_F/Y_{Fa}Y_{Sa}$ 的值却可能不同。因此按齿根弯曲疲劳强度设计齿轮传动时, 应将 $\sigma_{F1}/Y_{Fa1}Y_{Sa1}$ 或 $\sigma_{F2}/Y_{Fa2}Y_{Sa2}$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

2. 因配对齿轮的接触应力皆一样, 即 $\sigma_{H1} = \sigma_{H2}$ 。同上理由, 若按齿面接触疲劳强度设计直齿轮传动时, 应将 $[\sigma]_{H1}$ 或 $[\sigma]_{H2}$ 中较小的数值代入设计公式进行计算。

3. 当配对齿轮的齿面均属硬齿面时(在生产技术条件可能时广为采用, 这样传动尺寸可大为减小), 两轮的材料、热处理方法及硬度均可取成一样的。设计这种齿轮传动时, 可分别按齿根弯曲疲劳强度及齿面接触疲劳强度的设计公式分别进行计算, 并取其中较大者作为设计

结果。

4. 当用设计公式初步计算齿轮的分度圆直径 d_1 (或模数) 时, 动载荷系数 K_v 及啮合齿对间载荷分配系数 K_a 不能预先确定, 此时可试选一载荷系数 K_t ① (如取 $K_t=1.2\sim 1.4$), 则算出来的分度圆直径 (或模数) 也是一个试算值 d_{1t} (或 m_{nt}), 然后按 d_{1t} 计算齿轮的圆周速度, 查取动载荷系数 K_v 及啮合齿对间载荷分配系数 K_a , 计算载荷系数 K 。若得到的 K 值与试选的 K_t 值相差不多, 就不必再进行修改原计算; 若二者相差较大时, 应按下式校正试算所得分度圆直径 d_1 (或 m_n):

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= d_{1t} \sqrt[3]{K/K_t} \\ \text{或} \quad m_n &= m_{nt} \sqrt[3]{K/K_t} \end{aligned} \right\} \quad (4-12)$$

六、齿轮传动精度的选择

渐开线圆柱齿轮精度按标准规定分为 12 级, 从 1 级到 12 级, 精度顺次降低。齿轮副中两个齿轮的精度等级一般取成相同, 也允许取成不同。

齿轮传动的精度等级由三种精度组成: 运动精度、工作平稳性精度及接触精度。

由于齿轮传动的工作条件不同, 对上述三方面的精度要求也不一样。因此在齿轮精度标准中规定, 即使是同一齿轮传动, 其运动精度、工作平稳性精度和接触精度亦可按工作要求分别选择不同的等级。例如仪表及机床分度机构中的齿轮传动, 以工作平稳性精度要求为主; 而轧钢机或锻压机械中的低速重载齿轮传动, 则应以接触精度要求为主。所要求的主要精度可选取较其他精度为高的等级。

确定精度等级时, 还要考虑加工条件, 正确处理精度要求与加工技术及经济性的矛盾。

为了防止轮齿在运转中卡死和润滑的需要, 对高温、高速、重载工作的齿轮传动, 应留有较大的侧隙; 一般齿轮传动, 可有中等大小的侧隙; 经常正反转, 转速又不高的齿轮传动, 应有较小的侧隙。

标准中对侧隙的大小用规定齿厚的上、下极限偏差来保证。标准中对齿厚的极限偏差规定有 C~S 共 14 种, 其中以“D”为基准 (偏差为零), “E~S”都为负偏差, 并且数值顺次增大。齿厚的上、下偏差, 即由选定的两种齿厚极限偏差来确定。如选取极限偏差为 F 及 K, 则齿厚的上偏差为 F, 下偏差为 K。偏差的具体数值可查标准。

标准中, 还规定了精度等级的代号表示方法。例如: 7-6-6FK JB179-83 表示按渐开线齿轮传动精度标准 JB179-83 规定的齿轮精度, 第一位数字 7 表示第 I 公差组的精度等级为 7 级, 第二位数字 6 表示第 II 公差组的精度等级为 6 级, 第三位数字 6 表示第 III 公差组的精度等级为 6 级, 代号 FK 分别表示齿厚的上偏差及下偏差。若二个精度都为同一精度等级时, 如同为 7 级, 则可表示为 7-FK JB179-83。

① 下标 t 表示试选或试算值, 下同。

表 4-9 圆锥齿轮传动的侧隙结合形式

侧隙的结合形式		应用 举 例
名 称	代号	
零保证侧隙	D	仪器中的读数齿轮机构
较小保证侧隙	Db	常正反转,但转速不高的齿轮传动
标准保证侧隙	Dc	一般齿轮传动
较大保证侧隙	De	速度或温度较高的齿轮传动;重型机器中的开式齿轮传动

圆锥齿轮传动精度等级的表示方法与圆柱齿轮传动的一样,侧隙则用侧隙结合形式的代号表示,如 7-7-6Dc JB180-60 或 7-Dc JB180-60。结合形式的种类、名称、代号及应用举例见表 4-9。

齿轮传动的精度等级和齿厚的极限偏差(或侧隙的结合形式)是分别按齿轮传动的要求单独选定的,二者无必然联系。

各类机器所用齿轮传动的精度等级范围列于表 4-10 中,按载荷及速度推荐的齿轮传动精度等级如图 4-14 所示。

表 4-10 各类机器所用齿轮传动的精度等级范围

机 器 名 称	精度等级	机 器 名 称	精度等级
汽 轮 机	3~6	拖 拉 机	6~8
金属切削机床	3~8	通用减速器	6~8
航空发动机	4~8	锻压机床	6~9
轻型汽车	5~8	起重 机	7~10
载重汽车	7~9	农业机器	8~11

注:主传动齿轮或重要的齿轮传动,精度等级偏上限选择;辅助传动的齿轮或一般齿轮传动,精度等级居中或偏下限选择。

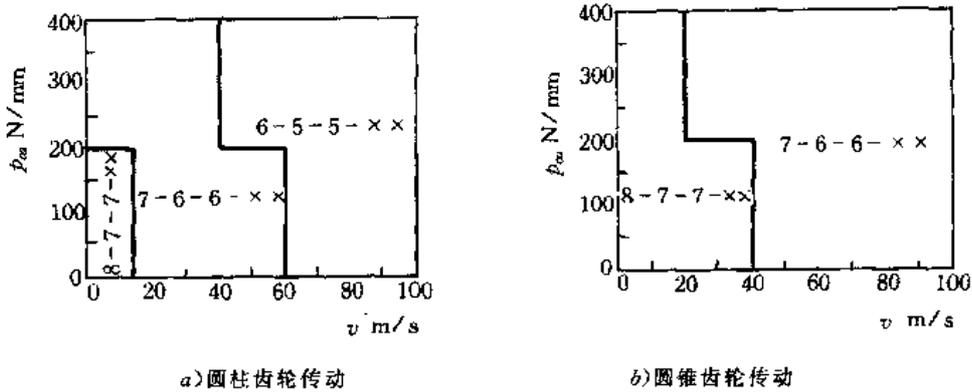


图 4-14 齿轮传动的精度选择

七、齿轮材料的选择

齿轮材料的种类很多,在选择时应考虑的因素也很多,下列几点可供选择材料时参考:

1. 齿轮材料要满足工作条件的要求。例如,用于飞行器上的齿轮,要满足质量小、传递功率大和可靠性高的要求,因此必须选择机械性能高的合金钢;矿山机械中的齿轮传动,一般功率大、工作速度低、周围环境中粉尘含量高,因此往往选择铸钢或铸铁材料;家用及办公用机械功率很小,但要求传动平稳、低噪声或无噪声、以及能在少润滑或无润滑状态下正常工作,因此常选用工程塑料作为齿轮材料。总之,工作条件的要求是选择齿轮材料时首先应考虑的因素。

2. 应考虑齿轮尺寸的大小、毛坯成型方法及热处理和制造工艺。大尺寸的齿轮一般采用铸造毛坯,可选用铸钢或铸铁作为齿轮材料。中等或中等以下尺寸要求较高的齿轮常选用锻造毛坯,可选择锻钢制造。尺寸较小而又要求不高时,可选用圆钢作毛坯。

齿轮的表而硬化的方法有:渗碳、氮化和表面淬火。采用渗碳工艺时,应选用低碳钢或低碳合金钢作为齿轮材料;只有氮化钢才能采用氮化工艺;采用表面淬火时,对材料没有特别的要求。

3. 正火碳钢,不论毛坯的制作方法如何,只能用于制作在载荷平稳或轻度冲击下工作的齿轮,调质碳钢可用于制作在中等冲击载荷下工作的齿轮。

4. 合金钢常用于制作高速,重载并在冲击载荷下工作的齿轮。

5. 飞行器中的齿轮传动,要求齿轮尺寸尽可能小,应采用表面硬化处理的高强度合金钢。

6. 金属制的软齿面齿轮,配对两轮齿面的硬度差应保持为 30~50 HBS 或更多。当小齿轮与大齿轮的齿面具有较大的硬度差(如小齿轮齿面淬火并磨制,大齿轮齿面为常化或调质),且速度又较高时,在运转过程中较硬的小齿轮对较软的大齿轮齿面,会起较显著的冷作硬化效应,从而提高了大齿轮齿面的疲劳极限。因此,当配对的两齿轮齿面具有较大的硬度差时,大齿轮的接触疲劳许用应力可提高约 20%,但应注意硬度高的齿面,粗糙度值也要相应地减小。

常用的齿轮材料及其机械性能列于表 4-11。

表 4-11 常用齿轮材料及其机械特性

材料牌号	热处理方法	强度极限 σ_B (MPa)	屈服极限 σ_S (MPa)	硬度(HB)	
				齿芯部	齿面
HT250	常化	250		170~241	
HT300		300		187~255	
HT350		350		197~269	
QT500-5		500	320	147~241	
QT600-2		600		229~302	
ZG310-370		580		156~217	
ZG340-640		650		169~229	
45		580		162~217	

续表

材料牌号	热处理方法	强度极限 σ_b (MPa)	屈服极限 σ_s (MPa)	硬度(HB)	
				齿芯部	齿面
ZG700—2	调质	700	380	241~269	
45		650	360	217~255	
30CrMnSi		1100	900	310~360	
35SiMn		750	450	217~269	
28SiMnMo		700	550	217~269	
40Cr		700	500	241~286	
45	调质后表面淬火				HRC40~50
40Cr					HRC48~55
20Cr	渗碳后淬火	650	400	300	HRC53~62
18CrMnTi		1000	800		
20CrMnTi		1100	850		
12Cr2Ni4		1100	850	320	
20Cr2Ni4		1200	1000	350	
35CrAlA	调质后氮化 (氮化层厚 $\delta \geq 0.3 \sim 0.5\text{mm}$)	950	750	255~321	HV>850
38CrMoAlA		1000	850		
夹布塑胶		100		25~35	

注:40Cr 钢可用 40MnB 或 40MnVB 钢代替;20Cr,18CrMnTi、20CrMnTi 钢可用 20Mn2B 或 20MnVB 钢代替。

例题 1 如图 4-15 所示,试设计此带式输送机的高速级齿轮传动。已知:功率 $P_1=5.5$ kW,小齿轮转速 $n_1=960\text{r/min}$;齿数比 $u=4.8$ 。该机器每日工作两班制,每班 8 小时,工作寿命为 15 年(每年以 300 天计算)。带式输送机工作平稳,转向不变。

解:

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

(1)按图 4-15 所示的传动方案,选用直齿圆柱齿轮传动。

(2)输送机为一般工作机器,速度不高故齿轮用 8 级精度。

(3)齿轮选用便于制造且价格便宜的材料。由表 4-10 选取小齿轮材料为 45 钢(调质), $HBS_1=240$;大齿轮材料为 45 钢(常化), $HBS_2=200$ 。

(4)选取小齿轮齿数 $z_1=24$;大齿轮齿数 $z_2=uz_1=4.8 \times 24=115$ 。

2. 按齿面接触疲劳强度设计

由于是齿面硬度 $HBS < 350$ 的闭式齿轮传动,应按齿面接触疲劳强度设计,再校核齿根弯曲疲劳强度。

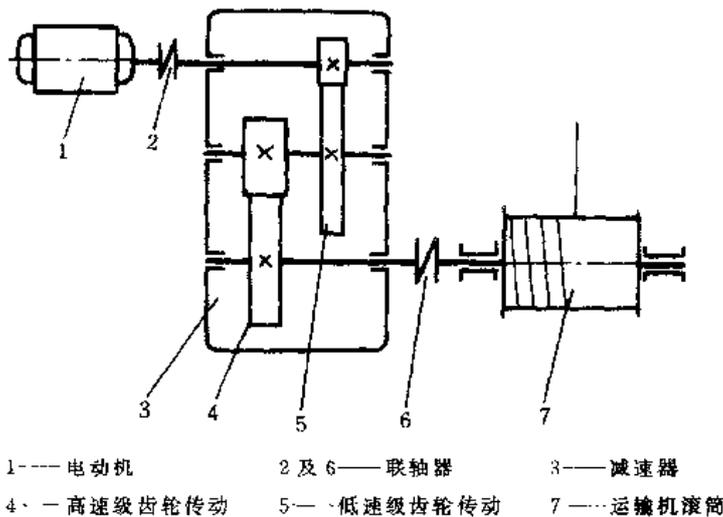


图 4-15 带式运输机传动简图

由式(4-8a)设计公式

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{mm}$$

(1)确定公式内的各计算值

1)试选载荷系数 $K_t=1.3$;

2)计算小齿轮传递的转矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 P_1 / n_1 = 95.5 \times 10^5 \times 5.5 / 960 = 54715 \text{N} \cdot \text{mm}$$

3)由表 4-6 查得弹性影响系数 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$;

4)由表 4-7 选取齿宽系数 $\varphi_d = 0.8$;

5)由图 4-13c 查得接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim_1} = 590 \text{MPa}$; 由图 4-13b 查得接触疲劳强度极限 $\sigma_{Hlim_2} = 470 \text{MPa}$;

6)由式(4-11)计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 960 \times 1 \times (2 \times 8 \times 300 \times 15) = 41.4 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{41.4 \times 10^8}{4.8} = 8.62 \times 10^8$$

7)由图 4-11 查得寿命系数 $K_{HN_1} = 1; K_{HN_2} = 1$

8)计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S = 1$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1} = 1 \times 590 = 590 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2} = 1 \times 470 = 470 \text{MPa}$$

(2)计算

1)试算小齿轮分度圆直径 d_{1t}

$$d_{1t} \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

$$= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 54715}{0.8} \cdot \frac{4.8+1}{4.8} \cdot \left(\frac{189.8}{470}\right)^2}$$

$$= 60.256 \text{mm}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 60.256 \times 960}{60 \times 1000} = 3.03 \text{m/s}$$

3) 计算载荷系数

根据 $v \cdot z_1/100 = 3.03 \times 24/100 = 0.7272 \text{m/s}$, 由图 4-1a 查得 $K_v = 1.08$, 因是直齿圆柱齿轮可取 $K_a = 1$; 同时由表 4-1 查得 $K_A = 1$; 由图 4-4 查得 $K_{BS} = 1.11$, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.18$ ($b = 60.25 \times 0.8 = 48.2 \text{mm}$), 故 $K_{H\beta} = K_{BS} + K_{\beta M} = 1.11 + 0.18 = 1.29$ 。故载荷系数

$$K = K_A \cdot K_v \cdot K_a \cdot K_{H\beta} = 1 \times 1.08 \times 1 \times 1.29 = 1.393$$

4) 按实际的载荷系数校正所计算得分度圆直径, 由式(4-12)得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 60.256 \sqrt[3]{\frac{1.393}{1.3}} = 62 \text{mm}$$

5) 计算模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{62}{24} = 2.5833$$

取模数为标准值, $m = 2.5 \text{mm}$ 。

6) 计算分度圆直径

$$d_1 = z_1 m = 24 \times 2.5 = 60 \text{mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 115 \times 2.5 = 287.5 \text{mm}$$

7) 计算中心距

$$a = (d_1 + d_2)/2 = (60 + 287.5)/2 = 173.75 \text{mm}$$

8) 计算齿轮宽度

$$b = \varphi_d d_1 = 0.8 \times 60 = 48 \text{mm}$$

圆整, 取 $B_1 = 55 \text{mm}$, $B_2 = 50 \text{mm}$ 。

3. 校核齿根弯曲疲劳强度

由式(4-5)得校核公式为

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} F_{Sa} \leq [\sigma]_F$$

(1) 确定公式内的各计算数值

1) 计算圆周力

$$F_t = 2T_1/d_1 = \frac{2 \times 54715}{60} = 1824 \text{N}$$

2) 查取齿形系数及应力校正系数, 由表 4-5 查得

$$Y_{Fa1} = 2.65; Y_{Sa1} = 1.58; Y_{Fa2} = 2.17; Y_{Sa2} = 1.8$$

3) 计算载荷系数, 这里取 $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{BS} + K_{\beta M} = 1.29$

$$K = K_A K_v K_a K_{F\beta} = 1 \times 1.08 \times 1 \times 1.29 = 1.393$$

4) 查取弯曲疲劳强度极限应力 σ_{Flim} 及寿命系数。由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim} = 450 \text{MPa}$; 由图 4-12b 查得 $\sigma_{Flim2} = 390 \text{MPa}$;

由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$ 。

5) 计算弯曲疲劳许用应力 取弯曲疲劳安全系数 $S = S_F = 1.4$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 450}{1.4} = 321.43 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 390}{1.4} = 278.57 \text{ MPa}$$

(2) 校核计算

$$\sigma_{F_1} = \frac{1.393 \times 1824}{50 \times 2.5} \times 2.65 \times 1.58 = 85.10 \text{ MPa} \ll [\sigma]_{F_1}$$

$$\sigma_{F_2} = [\sigma]_{F_1} \frac{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}} = 85.1 \frac{2.17 \times 1.8}{2.65 \times 1.58} = 76.76 \text{ MPa} \ll [\sigma]_{F_2}$$

4. 结构设计(从略)

例题 2 设计某一机器上的一级直齿轮圆柱齿轮减速器。已知其高速轴与电动机相连, 传递功率 $P = 50 \text{ kW}$, 转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 4$, 每天工作 10 小时, 一年 300 天, 使用期限为 10 年, 有中等冲击。

解:

按齿根弯曲疲劳强度及齿面接触疲劳强度分别设计计算, 取其较大的数值作为设计答案。

1. 选择材料、精度及参数

(1) 选择齿轮的材料、热处理方法及齿面硬度

考虑到此减速器的功率较大, 故大、小齿轮均选用硬齿面。由表 4-11 选大、小齿轮材料约为 40Cr, 并经调质和表面淬火, 齿面硬度为 HRC48~55。

(2) 选取精度等级, 因表面淬火, 轮齿的变化较小, 不需磨削, 故初选 8 级精度。

(3) 选小齿轮齿数 $z_1 = 25$, 大齿轮齿数 $z_2 = uz_1 = 4 \times 25 = 100$ 。

2. 按齿面接触疲劳强度设计

按式(4-8a)得

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

(1) 确定公式内的计算数

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

2) 计算小齿轮传递的扭矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 \frac{P_1}{n_1} = 95.5 \times 10^5 \frac{50}{1450} = 329310.345 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3) 由表 4-7 选取 $\varphi_d = 0.8$

4) 由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

5) 图 4-13d 查得 $\sigma_{Hlim_1} = \sigma_{Hlim_2} = 1200 \text{ MPa}$

6) 由式(4-11)计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \times 1450 \times 1 \times (10 \times 300 \times 15) = 39.15 \times 10^8$$

$$N_2 = N_1/u = \frac{39.15 \times 10^8}{4} = 9.7875 \times 10^8$$

7) 由图 4-11 查得寿命系数 $K_{HN_1} = K_{HN_2} = 1$

8) 计算接触疲劳许用应力

取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_{H_1} = [\sigma]_{H_2} = K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1} = K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2} = 1200 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_{1t}

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} \\ &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 329310.345}{0.8} \cdot \frac{4+1}{4} \left(\frac{189.8}{1200} \right)^2} = 58.526 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_{1t} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 58.526 \times 1450}{60 \times 1000} = 4.4434 \text{ m/s}$$

3) 计算载荷系数

由表 4-1 查得 $K_A=1.25$; 由图 4-1a 查得 $K_v=1.12$; 由图 4-4 查得 $K_{BS}=1.115$; 由图 4-5 查得 $K_{\beta H}=0.18$ ($b=58.526 \times 0.8=46.82 \text{ mm}$), 因此 $K_{H\beta}=K_{F\beta}=K_{BS}+K_{\beta M}=1.115+0.18=1.295$ 。所以, $K=K_A K_v K_{\beta} K_{H\beta}=1.25 \times 1 \times 1.12 \times 1.295=1.813$

4) 按实际的载荷系数校正所得的分度圆直径, 由式(4-12)得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 58.526 \sqrt[3]{\frac{1.813}{1.3}} = 65.4 \text{ mm}$$

5) 计算模数

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{65.4}{25} = 2.6155 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

$$\text{由式(4-6b), } m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}}$$

(1) 确定公式中各计算参数

1) 计算载荷系数

$$K = K_A K_v K_{\beta} K_{F\beta} = 1.25 \times 1 \times 1.12 \times 1.295 = 1.813$$

2) 查取齿形系数及应力校正系数

由表 4-5 查得: $Y_{Fa_1}=2.65, Y_{Fa_2}=2.18, Y_{Fs_1}=1.58, Y_{Fs_2}=1.79$

3) 查取弯曲疲劳极限及寿命系数

查图 4-12, 查得大、小齿轮弯曲疲劳强度极限 $\sigma_{Flim_1} = \sigma_{Flim_2} = 680 \text{ MPa}$ 。

按 $N_1=39.15 \times 10^8, N_2=9.7875 \times 10^8$, 由图 4-10 查得寿命系数 $K_{FN_1}=K_{FN_2}=1$

4) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由式(4-10)得:

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN} \sigma_{Flim}}{S} = \frac{680}{1.4} = 485.7 \text{ MPa}$$

$$5) \text{ 计算大、小齿轮的 } \frac{Y_{Fa_1} F_{S_1}}{[\sigma]_{F_1}} = \frac{2.65 \times 1.58}{485.7} = 0.00862, \frac{Y_{Fa_2} \cdot Y_{S_2}}{[\sigma]_{F_2}} = \frac{2.18 \times 1.79}{485.7}$$

$= 0.008034$ 小齿轮的数值大。

(2) 设计计算

$$m = \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{Fa} Y_{FSa}}{\varphi_d z_1^2 [\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.813 \times 329310.345}{0.8 \times (25)^2}} \times 0.00862 \\ = 2.734 \text{ mm}$$

对比计算结果,由齿根弯曲疲劳强度计算得出的模数大于齿面接触疲劳强度计算的模数,因此取 $m=2.734 \text{ mm}$ 。

4. 几何计算

(1) 由表 4-8 取标准模数 $m=3 \text{ mm}$

(2) 计算分度圆直径

$$d_1 = mZ_1 = 3 \times 25 = 75 \text{ mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 3 \times 100 = 300 \text{ mm}$$

(3) 中心距 a

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{75 + 300}{2} = 187.5 \text{ mm}$$

(4) 计算齿轮宽度

$$b = \varphi_d d_1 = 0.8 \times 75 = 60 \text{ mm}$$

取 $B_1 = 65 \text{ mm}$ $B_2 = 60 \text{ mm}$

5. 结构设计(从略)

例题 3 铣床中一级齿轮传动减速器,已知: $P_1 = 10 \text{ kW}$, $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, $i = u = 2$,使用寿命 $L_h = 12000 \text{ h}$,小齿轮对轴承不对称布置。试设计此齿轮传动减速器。

解:

1. 选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

(1) 选用直齿圆柱齿轮传动

(2) 选择 7 级精度

(3) 机床齿轮一般要求尺寸小,因而材料要好,故大、小齿轮均选用 40Cr 钢,小齿轮调质、氮化处理硬度为 HRC45;大齿轮调质硬度为 HBS300。

(4) 选取小齿轮齿数 $Z_1 = 25$,大齿轮齿数 $Z_2 = uZ_1 = 2 \times 25 = 50$ 。

设计方法:按齿根弯曲疲劳强度设计,校核齿面接触疲劳强度

2. 齿根弯曲疲劳强度设计

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$$

(1) 确定公式内的各计算值

1) 试选载荷系数 $K_t = 1.3$

2) 计算小齿轮传递的扭矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{10}{1450} = 105862.1 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3) 由表 4-7 选取 $\varphi_d = 0.8$

4) 由表 4-6 查取 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

5) 由图 4-12 查得弯曲疲劳极限 $\sigma_{F_{lim_1}} = 660 \text{ MPa}$,由图 4-12c 查得弯曲疲劳极限

$\sigma_{F_{lim_2}} = 550 \text{MPa}$ 。

6) 由式(4-11)计算应力循环次数

$$N_1 = 69njL_n = 60 \times 1450 \times 1 \times 12000 = 10.44 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{10.44 \times 10^8}{2} = 5.22 \times 10^8$$

7) 由图 4-10 查得寿命系数 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

8) 计算齿根弯曲疲劳许用应力

如一但发生断齿,就会引起严重事故,因此在进行齿根弯曲疲劳强度计算时,应选 $S = S_F = 1.4$ 。

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F_{lim_1}}}{S} = \frac{660}{1.4} = 471.43 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F_{lim_2}}}{1.4} = \frac{550}{1.4} = 393 \text{MPa}$$

9) 齿形系数及应力校正系数 由表 4-5 查得:

$$Y_{Fa_1} = 2.62 \quad Y_{Fa_2} = 2.32$$

$$Y_{Sa_1} = 1.59 \quad Y_{Sa_2} = 1.70$$

10) 计算大、小齿轮 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}$ 值

$$\frac{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}}{[\sigma]_{F_1}} = \frac{2.62 \times 1.59}{471.43} = 0.0088365$$

$$\frac{Y_{Fa_2} \cdot Y_{Sa_2}}{[\sigma]_{F_2}} = \frac{2.32 \times 1.70}{393} = 0.0100356$$

大齿轮的数值大。

(2) 计算

$$m_t = \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}} = \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 65862.1}{0.8 \times 25^2}} \times 0.0100356 = 2.58 \text{mm}$$

(3) 计算载荷系数

1) 分度圆直径 $d_t = mZ_1 = 2.58 \times 25 = 64.5 \text{mm}$

2) 计算圆周速度 $v = \frac{\pi d_t n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 64.5 \times 1450}{60 \times 1000} = 5 \text{m/s}$

由表 4-1 查得 $K_A = 1$; 由图 4-1a 查得 $K_v = 1.105$; $K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$, 由图 4-4a 查得 $K_{\beta S} = 1.12$, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.11$, 则 $K_{F\beta} = 1.12 + 0.11 = 1.23$ 。于是

$$K = K_A K_A K_v K_{F\beta} = 1 \times 1 \times 1.105 \times 1.23 = 1.359$$

(4) 实际模数

$$m = m_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 2.58 \sqrt[3]{\frac{1.359}{1.3}} = 2.618 \text{mm}$$

由表 4-8 取标准模数 $m = 3 \text{mm}$, 则

$$d_1 = mz_1 = 3 \times 25 = 75 \text{mm}$$

$$b = \varphi_d \cdot d_1 = 0.8 \times 75 = 60 \text{mm}$$

3. 校核齿面接触疲劳强度

(1) 校验公式 $\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{bd_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_H$

(2) 计算公式内的各数值

1) 查表 4-6 得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

2) 计算圆周力 $F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 65862.1}{75} = 1756.3$

3) 许用应力 查图 4-13e 得 $\sigma_{Hlim_1} = 950 \text{MPa}$, 查图 4-13c 得 $\sigma_{Hlim_2} = 780 \text{MPa}$; 取 $K_{HN_1} = K_{HN_2} = 1$, 则

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1} = 1 \times 950 = 950 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2} = 1 \times 780 = 780 \text{MPa}$$

$$\sigma_H = 2.5 \times 189.8 \sqrt{\frac{1.359 \times 1756.3}{75 \times 60} \times \frac{2+1}{2}} = 423.24 \text{MPa}, \text{ 小于 } [\sigma]_{H_2} = 780 \text{MPa}, \text{ 合适}$$

4. 几何计算

$$d_1 = 3 \times 25 = 75 \text{mm}$$

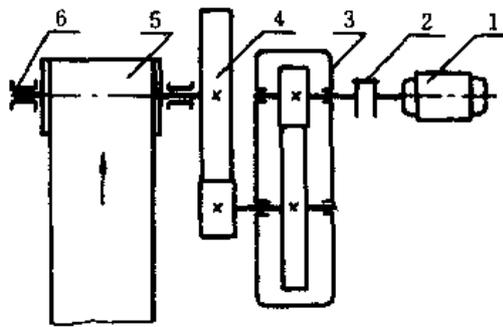
$$d_2 = 3 \times 50 = 150 \text{mm}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{75 + 150}{2} = 112.5 \text{mm}$$

齿轮宽度: 取 $B_1 = 65 \text{mm}$, $B_2 = 62 \text{mm}$

5. 齿轮结构设计(略)

例题 4 图 4-16 所示为一带式输送机。已知: $P = 4 \text{kW}$, $n_1 = 720 \text{r/min}$, 齿轮减速器 3 的 $\eta_3 = 0.95$, 开式齿轮传动的 $\eta_4 = 0.94$, 减速器传动比 $i_3 = 4.2$, 开式齿轮传动比 $i_4 = 3$, 单向传动, 载荷稳定, 每天平均工作 4h, 使用寿命 15y。试设计其中开式齿轮传动(联轴器效率不计)。



- | | |
|----------|-----------|
| 1——电动机 | 2——联轴器 |
| 3——齿轮减速器 | 4——开式齿轮传动 |
| 5——运输带 | 6——滑动轴承 |

图 4-16 带式输送机

解: 开式齿轮传动按弯曲疲劳强度计算, 将计算所得的模数加大 15%, 以补偿轮齿磨损后强度的削弱。

1. 确定齿轮材料、齿面硬度、制造精度及齿数

(1) 确定齿轮材料 如图示系悬臂安装, 应力求缩小齿轮传动尺寸。故小齿轮选取 40Cr 号钢调质 HBS=250, 大齿轮为 45 号钢正火 HBS200, 按 8—Dc 制造。小齿轮齿数定为 $Z_1 = 19$, 则

大齿轮齿数 $Z_2 = 3 \times 19 = 57$ 。取较小的齿数 Z_1 是为了增大其模数, 即使有较多的磨损量也能维持需要的寿命。

2. 计算小齿轮的扭矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P\eta_3}{n/i_3} = 9.55 \times 10^6 \frac{4 \times 0.95}{720/4.2} = 2.117 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3. 求许用弯曲应力 $[\sigma]_F$

1) 确定齿根弯曲疲劳极限 σ_{Flim}

由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim_1} = 690 \text{ MPa}$, $\sigma_{Flim_2} = 630 \text{ MPa}$

2) 由式(4-11)计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jL_h = 60 \frac{720}{4.2} \times 1 \times 15 \times 300 \times 4 = 18.5 \times 10^7$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i_1} = \frac{18.5 \times 10^7}{3} = 6.17 \times 10^7$$

3) 由图 4-10 查得寿命系数 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

4) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 690}{1.4} = 493 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 630}{1.4} = 450 \text{ MPa}$$

5) 齿形系数及应力校正系数

由表 4-5 查得: $Y_{Fa_1} = 2.85$ $Y_{Fa_2} = 2.28$

$$Y_{Fs_1} = 1.54 \quad Y_{Fs_2} = 1.73$$

6) 计算大、小齿轮的 $\frac{Y_{Fa_1} Y_{Fs_1}}{[\sigma]_F} = \frac{2.85 \times 1.54}{493} = 0.0089$, $\frac{Y_{Fa_2} Y_{Fs_2}}{[\sigma]_F} = \frac{2.28 \times 1.73}{450} = 0.008765$

4. 试选载荷系数 $K_t = 1.3$; 齿宽系数 $\varphi_d = 0.5$

5. 设计计算

$$\begin{aligned} m_t &= 1.15 \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\varphi_d Z_1^2} \cdot \frac{Y_{Fa} F_{Sa}}{[\sigma]_F}} \\ &= 1.15 \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 2.117 \times 10^5}{0.5 \times 19^2} \times 0.0089} \\ &= 3.456 \text{ mm} \end{aligned}$$

求实际载荷系数

计算圆周速度

小齿轮分度圆直径 $d_{1v} = m_t Z = 3.456 \times 19 = 65.664 \text{ mm}$

圆周速度 $v = \frac{\pi d_{1v} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 65.664 \times \frac{720}{4.2}}{60 \times 1000} = 0.59 \text{ m/s}$, 由图 4-1a 查得 $K_v = 1.02$, $K_A = 1$

(表 4-1); $K_a = 1$, $K_{\beta S} = 1.31$ (图 4-4a), 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.17$ ($b = 0.3 \times 65.664 = 19.7 \text{ mm}$), 因而 $K_{F\beta} = K_{\beta M} + K_{\beta S} = 1.31 + 0.17 = 1.48$ 。所以 $K = K_A K_v K_a K_{F\beta} = 1 \times 1.02 \times 1.48 = 1.5$

$$m = m_t \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 3.456 \sqrt[3]{\frac{1.5}{1.3}} = 3.625 \text{mm}$$

取标准模数 $m = 4 \text{mm}$ (增大 15%, 以补偿其磨损量)。

6. 几何计算

(1) 小齿轮分度圆直径

$$d_1 = mZ_1 = 4 \times 19 = 76 \text{mm}$$

$$d_2 = mZ_2 = 4 \times 57 = 228 \text{mm}$$

齿宽 $B_2 = \varphi_d d = 0.3 \times 76 = 22.8 \text{mm}$ 取 $B_2 = 24 \text{mm}$

$$B_1 = B_2 + 5 = 24 + 5 \approx 30 \text{mm}$$

$$\text{中心距 } a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}(76 + 228) = 152 \text{mm}$$

例题 5 现有一旧的双级开式直齿圆柱齿轮传动, 传动布置如图 4-17 所示。已知高速级齿轮的几何尺寸为: $a_f = 150 \text{mm}$ 、 $b = 60 \text{mm}$ 、 $z_1 = 23$ 、 $z_2 = 97$ 、 $m = 2.5$ 、小齿轮为 45 号钢调质 $\text{HBS}_1 = 240$, 大齿轮为 45 号钢调质 $\text{HBS}_2 = 200$ 。由电动机驱动, $n_1 = 1450 \text{r/min}$, 载荷平稳, 轴的刚性较大。试按无限寿命求此对齿轮允许传递的功率。由于是旧的传动装置, 低速级齿轮遭遗失, 但测得低速级中心距 $a_s = 210 \text{mm}$, 齿宽 $b = 80 \text{mm}$, 要求双级减速比 $i_{\Sigma} = 14$ 。现在要按高速级齿轮传动的工作要求, 配对低速级齿轮传动。

解:

一、求高速级齿轮允许传递的功率

开式齿轮传动, 主要失效形式是轮齿磨薄后导致折断, 只要计算弯曲疲劳强度, 再将模数加大 10%~15% 以补偿其磨损量。因此在计算其允许传递功率时, 要用计算的模数为

$$m' = \frac{m}{1.1 \sim 1.15} = \frac{2.5}{1.1 \sim 1.15} = 2.27 \sim 2.17$$

原计算模数 $m' = 2.2 \text{mm}$

1. 许用弯曲应力

(1) 弯曲疲劳极限 由图 4-12c 查得: $\sigma_{Flim_1} = 560 \text{MPa}$, $\sigma_{Flim_2} = 500 \text{MPa}$

(2) 寿命系数 无限寿命; $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

(3) 疲劳强度安全系数

进行齿根弯曲疲劳强度时取 $S = S_F = 1.25 \sim 1.5$, 这里取

$$S_F = 1.4.$$

(4) 许用弯曲应力

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S_F} = \frac{1 \times 560}{1.4} = 400 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S_F} = \frac{1 \times 500}{1.4} = 371.43 \text{MPa}$$

2. 载荷系数

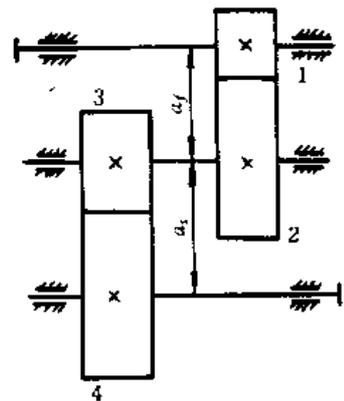


图 4-17 双级开式直齿圆柱齿轮传动

$$(1) \text{ 圆周速度 } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} \\ = \frac{\pi \times 23 \times 2.2 \times 1450}{60 \times 1000} = 4.36 \text{ m/s}$$

(2) 动载系数 K_v , 查图 4-1a, $K_v = 1.0$

(3) 载荷分布不均系数 K_β

$K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$: 当齿宽系数 $\varphi_d = \frac{b}{d} = \frac{60}{23 \times 2.2} = 1.04$ 时, 由图 4-4a 看 2 线查得 $K_{\beta S} = 1.31$, 由图 4-5, 当 $b = 60 \text{ mm}$ 时, 看 9 线查得 $K_{\beta M} = 0.31$, 则 $K_{F\beta} = 1.31 + 0.31 = 1.61$ 。

(4) 载荷系数

$$K = K_A K_\alpha K_v K_{F\beta} = 1 \times 1 \times 1 \times 1.61 = 1.61 \text{ (这里取 } K_A = 1 \text{ } K_\alpha = 1 \text{)}$$

3. 比较大、小齿轮的抗弯能力

(1) 齿形系数及应力校正系数

$$\text{当 } Z_1 = 23 \quad Y_{Fa_1} = 2.69 \quad Y_{sa_1} = 1.575$$

$$Z_2 = 97 \quad Y_{Fa_2} = 2.186 \quad Y_{sa_2} = 1.787$$

(2) 比较齿轮能力

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{sa_1}} = \frac{400}{2.69 \times 1.575} = 94.4$$

$$\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{sa_2}} = \frac{371.43}{2.186 \times 1.787} = 95.1$$

由于 $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{sa_1}} < \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{sa_2}}$, 故小齿轮的抗弯能力较弱, 故应以 $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{sa_1}}$ 值代入计算

4. 计算扭矩 T_1

由式(4-6b)得

$$T_1 = \frac{\varphi_d Z_1^2 m^3}{2K} \cdot \frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{sa_1}} = \frac{1.04 \times 23^2 \times 2.2^3}{2 \times 1.61} \times 94.4 = 171740.68 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

5. 许用功率

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{171740.68 \times 1450}{9.55 \times 10^6} = 26 \text{ kW}$$

二、低速级齿轮传动的配置

既然是配置齿轮, 就要求传动的功率应与高速级相适应。由于中心距 a_s 和齿宽 b 已定, 所以就可以根据需要的弯曲强度选定材料和热处理方法。

1. 齿数比 u

$$\text{减速传动: } u = i = \frac{i_\Sigma}{i_f} = \frac{14}{97/23} = 2.32$$

2. 运动参数

$$\text{小齿轮转速 } n_3: \quad n_3 = n_2 = n_1 \frac{Z_1}{Z_2} = 1450 \frac{23}{97} = 344 \text{ r/min}$$

小齿轮传递的功率 P_3

设高级齿轮传动的效率 $\eta = 0.97$, 则

$$P_3 = P_1 \eta = 26 \times 0.97 = 25.22 \text{ kW}$$

$$T_3 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9.55 \times 10^6 \frac{25.22}{344} = 700148.256 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

3. 几何计算

(1) 模数 m

在已知中心距 a_s 的条件下, 可由下式计算

$$m = (0.01 \sim 0.02)a_s = (0.01 \sim 0.02)210 = 2.1 \sim 4.2 \text{ mm}$$

由表 4-8 取标准模数 $m = 4 \text{ mm}$

考虑磨损, 低速级计算模数 $m' = \frac{m}{1.1 \sim 1.15} = \frac{4}{1.1 \sim 1.5} = 3.6 \sim 3.4$, 取 $m' = 3.5 \text{ mm}$

(2) 齿数

$$Z_3 + Z_4 = \frac{2a_s}{m} = \frac{2 \times 210}{4} = 105$$

$$Z_3 = \frac{Z_3 + Z_4}{u + 1} = \frac{105}{3.32 + 1} = 24.3 \quad \text{取 } Z_3 = 25$$

$$Z_4 = 105 - 25 = 80$$

$$\text{实际传动比 } i = \frac{80}{25} = 3.2$$

$$\text{误差 } \Delta i = \frac{3.32 - 3.2}{3.32} = 0.036 = 3.6\% < 5\%, \text{ 允许。}$$

(3) 小齿轮直径 d_3

$$d_3 = mZ_3 = 4 \times 25 = 100 \text{ mm}$$

4. 载荷系数

(1) 工况系数 K_A , 表 4-1, 查得 $K_A = 1$

(2) 载荷分配系数 按完全跑合, 取 $K_\alpha = 1$

(3) 动载荷系数 K_v

$$\text{圆周速度 } v = \frac{\pi d_3 n_3}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 344}{60 \times 1000} = 1.8 \text{ m/s}$$

由图 4-1a, 当 $\frac{v z_3}{100} = \frac{1.8 \times 25}{100} = 0.45$, 9 级精度查得 $K_v = 1.04$ 。

(4) 载荷分布系数 $K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$

1) $K_{\beta S}$: $\varphi_\alpha = \frac{80}{100} = 0.8$, 由图 4-4a, 2 线查得 $K_{\beta S} = 1.24$

2) $K_{\beta M}$: 当 $b = 80 \text{ mm}$, 由图 4-5, 9 线查得 $K_{\beta M} = 0.35$

因此 $K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.24 + 0.35 = 1.59$

$$K = K_A K_\alpha K_v K_{F\beta} = 1 \times 1 \times 1.04 \times 1.59 = 1.6356$$

5. 弯曲疲劳强度极限

(1) 齿形系数及应力校正系数

$$\text{当 } Z_3 = 25 \quad Y_{Fa_3} = 2.62 \quad Y_{Sa_3} = 1.59$$

$$Z_4 = 80 \quad Y_{Fa_4} = 2.22 \quad Y_{Sa_4} = 1.77$$

比较: $Y_{Fa_3} Y_{Sa_3} = 2.62 \times 1.59 = 4.1658$

$$Y_{Fa_4} Y_{Sa_4} = 2.22 \times 1.77 = 3.9294$$

2) 齿根弯曲疲劳强度安全系数 S

取 $S=S_F=1.4$

3) 弯曲疲劳强度

$$\sigma_F = \frac{2KT_3S_F}{bd_3m^2} \cdot Y_{Fa_3}Y_{Sa_3} = \frac{2 \times 1.59 \times 700148.256 \times 1.4}{80 \times 100 \times 3.5} \times 4.1658 \\ = 445.3 \text{MPa}$$

6. 选定材料和热处理方法

若选用 45 号小齿轮调质 HBS 280, 大齿轮调质 HBS 240。由图 4-12c 查得

$$\sigma_{Flim_1} = 560 \text{MPa} \quad \sigma_{Flim_2} = 520 \text{MPa}$$

由此, $\sigma_F < \sigma_{Flim} = 520 \text{MPa}$, 弯曲强度满足。所以上述配置的低速级齿轮确定选用材料和热处理方法合适。

例题 6 计算一闭式直齿圆柱齿轮传动。已知 $P=40 \text{kW}$, $n_1=970 \text{r/min}$, $i=u=2$, 中等冲击, 单向工作。工作情况是: 满足功率 P 占 $0.15t_h$ (t_h 是工作总时间), $0.5P$ 占 $0.45t_h$; $0.1P$ 占 $0.4t_h$ 。机器每天使用 8h, 每年使用 300 天, 使用年限 10 年。在全部使用期限内, 工作时间占 20%。齿轮装在刚性较大的轴上, 但不对称于轴承。

解:

一、选定齿轮类型、精度等级、材料及齿数

1. 选用直齿圆柱齿轮传动;
2. 一般工作机器, 无特殊要求, 可选用 8 级精度;
3. 由表 4-11, 根据中等冲击, 大小齿轮选用 40Cr 钢。大齿轮调质处理硬度 HBS 300, 小齿轮表面淬火 HRC48~55, 取 HRC50。

因系齿面硬度 $HBS_1 > 350$, $HBS_2 \leq 350$ 的闭式齿轮传动, 现采用按齿面接触疲劳强度设计, 然后校核齿根弯曲疲劳强度。

二、齿面接触疲劳强度设计计算

1. 许用接触应力

(1) 总工作时间 t_h

$$t_h = 10 \times 300 \times 0.2 \times 8 = 4800 \text{h}$$

(2) 应力循环次数

$$N_1 = 60 \sum_i n_i t_{mi} \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 = 60 n_1 t_h \sum_i \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{t_{hi}}{t_h} \\ = 60 \times 970 \times 4800 (1^3 \times 0.15 + 0.5^3 \times 0.45 + 0.1^3 \times 0.4) \\ = 5.8 \times 10^7$$

$$N_2 = \frac{N}{i} = \frac{5.8 \times 10^7}{2} = 2.9 \times 10^7$$

(3) 寿命系数

由图 4-11 查得 $K_{HN_1} = 1.17$ $K_{HN_2} = 1.22$

(4) 许用接触应力 取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 由式(4-10)

$$[\sigma] = \frac{K_{HN} \sigma_{lim}}{S}$$

1) 由图 4-13d 查得 $\sigma_{Hlim_1} = 1150 \text{MPa}$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1}}{S} = \frac{1.17 \times 1150}{1} = 1345.5 \text{MPa}$$

2)由图 4-13c 查得 $\sigma_{Hlim_2} = 780\text{MPa}$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{1.22 \times 780}{1} = 950\text{MPa}$$

2. 计算小齿轮直径 d_1 ,

(1)弹性影响系数 Z_E

由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

(2)试选载荷系数 $K_t = 1.3$

(3)计算小齿轮传递的扭矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{40}{970} = 39400\text{N} \cdot \text{mm}$$

(4)由表 4-7,选取齿宽系数 $\varphi_d = 0.8$

(5)小齿轮分度圆直径 d_{1t}

$$\begin{aligned} d_{1t} &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{K_t T_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} \\ &= 2.32 \sqrt[3]{\frac{1.3 \times 394000}{0.8} \frac{2+1}{2} \left(\frac{189.8}{950} \right)^2} = 75\text{mm} \end{aligned}$$

(6)计算实际载荷系数

1)计算圆周速度 v

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 75 \times 970}{60 \times 1000} = 3.8\text{m/s}$$

采用 8 级精度,根据 $\frac{v z_1}{100} = \frac{3.8 \times 24}{100} = 0.912$,由图 4-1a 查得 $K_v = 1.11$ 。

2)因为直齿圆柱齿轮,取 $K_\alpha = 1$

3)由表 4-1,中等冲击取 $K_A = 1.25$

4) $K_{H\beta}$: 由图 4-4c, 2 线查得 $K_{\beta S} = 1.15$; 当 $b = 0.8 \times 75 = 60\text{mm}$,由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.2$ 。因此 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.15 + 0.2 = 1.35$ 。

$$K = K_A K_v K_\alpha K_{H\beta} = 1.25 \times 1.11 \times 1.35 = 1.875$$

(7)按实际的载荷校正的小齿轮直径

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 75 \sqrt[3]{\frac{1.875}{1.3}} = 85\text{mm}$$

3. 传动尺寸计算

(1)中心距 a

$$a = \frac{d_1(i+1)}{2} = \frac{85(2+1)}{2} = 127.5\text{mm}$$

(2)齿轮分度圆直径

$$d_1 = \frac{2a}{i+1} = \frac{127.5 \times 2}{2+1} = 85\text{mm}$$

$$d_2 = i d_1 = 2 \times 85 = 170\text{mm}$$

(3)模数 m

$$m = (0.01 \sim 0.02)a = (0.01 \sim 0.02) \times 127.5 = 1.275 \sim 2.55$$

由表 4-8,取标准模数 $m = 2.5\text{mm}$

(4) 齿数

$$z_1 = \frac{d_1}{m} = \frac{85}{2.5} = 34$$

$$z_2 = iz_1 = 2 \times 34 = 68$$

(5) 齿宽

$$b = \varphi_d d_1 = 0.8 \times 85 = 68 \text{ mm}, \text{取 } B_2 = 70 \text{ mm}, B_1 = 75 \text{ mm}。$$

三、验算弯曲强度

1. 许用弯曲应力

(1) 应力循环次数

$$\begin{aligned} N_1 &= 60 \sum_i n_i t_{hi} \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 = 60 n t_h \sum_i \left(\frac{T_i}{T} \right)^9 \frac{t_{hi}}{t_h} \\ &= 60 \times 970 \times 4800 (1^9 \times 0.15 + 0.5^9 \times 0.45 + 0.1^9 \times 0.4) = 4.38 \times 10^7 \\ N_2 &= \frac{N_1}{i} = \frac{4.38 \times 10^7}{2} = 2.19 \times 10^7 \end{aligned}$$

(2) 寿命系数 由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

(3) 弯曲疲劳极限

由图 4-12d 查得 $\sigma_{Flim_1} = 650 \text{ MPa}$; 由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim_2} = 590 \text{ MPa}$

(4) 安全系数 $S = S_F = 1.4$

(5) 许用弯曲应力

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F_1} &= \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 650}{1.4} = 464.3 \text{ MPa} \\ [\sigma]_{F_2} &= \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 590}{1.4} = 421.5 \text{ MPa} \end{aligned}$$

2. 计算圆周力 F_t

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 394000}{85} = 9270.6 \text{ N}$$

3. 校核计算

(1) 应力校正系数及齿形系数 表 4-5

$$\text{当 } z_1 = 34 \quad Y_{Fa_1} = 2.45 \quad Y_{Sa_1} = 1.65$$

$$z_2 = 68 \quad Y_{Fa_2} = 2.24 \quad Y_{Sa_2} = 1.75$$

(3) 载荷系数 同接触强度计算一样, 其 $K = 1.873$ 。

(4) 校核计算

$$\begin{aligned} \sigma_{F_1} &= \frac{KF_t Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}}{bm} = \frac{1.875 \times 9270.6}{68 \times 2.5} \times 2.45 \times 1.65 = 409 \text{ MPa} \\ \sigma_{F_2} &= [\sigma]_{F_1} \frac{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}} = 409 \times \frac{2.24 \times 1.75}{2.45 \times 1.65} = 401 \text{ MPa} \end{aligned}$$

计算结果: $\sigma_{F_1} < [\sigma]_{F_1}$, $\sigma_{F_2} < [\sigma]_{F_2}$, 合适。

四、结构设计(略)

注: 本题齿轮传动所受的载荷是属于不稳定的载荷, 在计算应力循环次数时应考虑: (1) 接触强度计算, 当其他条件相同时, 轮齿上的接触应力与传递扭矩(T)平方根成正比; (2) 弯曲强度计算时, 当其他条件相同时, 轮齿上的弯曲应力与传递扭矩(T)成正比。详情可参考许镇宇等编著的《机械零件》。

§ 4—2 斜齿圆柱齿轮传动的设计计算

将直齿圆柱齿轮传动与斜齿圆柱齿轮传动比较一下。

1. 直齿圆柱齿轮传动

(1) 平稳性差

直齿圆柱齿轮在传动时,齿面上的接触线是一条与轴线平行的直线(图 4-18a)。这就使齿轮的啮合是沿整个齿宽同时接触或同时离开。所以直齿圆柱齿轮传动对制造误差反映敏感,容易引起冲击、振动和噪音,以致平稳性差(特别是高速传动)。

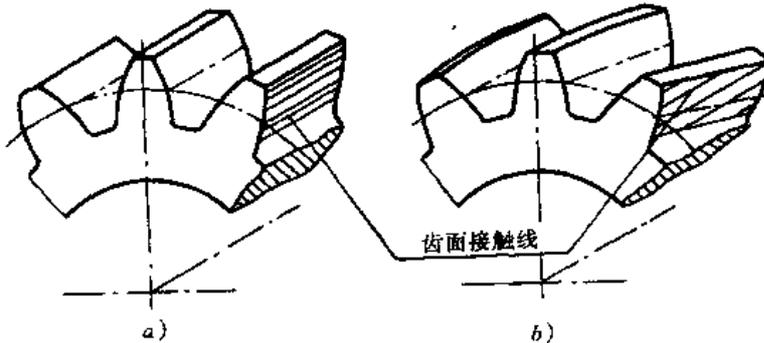


图 4-18 直齿轮与斜齿轮

(2) Z_{\min} 多 $\left(= \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha} \right)$, 因而紧凑性差。

(3) ε 小, 也就是同时啮合的齿对数少, 以致齿轮承载能力小, 平稳性也差些。

2. 斜齿圆柱齿轮传动

(1) 平稳性较好

斜齿圆柱齿轮传动时, 轮齿从开始啮合到终了时, 其接触线情况如图 4-18b 所示为 1、2、3……, 即由齿顶开始进入啮合, 齿面上的接触线由短变长, 然后又由长变短, 直到脱离啮合为止。因此, 每一轮齿上所受的载荷也是由小到大, 又由大到小的, 这样分散了对制造误差的不良影响, 因而冲击和噪音小, 平稳性较好。

(2) Z_{\min} 少 $\left(= \frac{2h_a^* \cos\beta}{\sin^2\alpha} \right)$, 因而紧凑性较好。

(3) ε 大 $\left(= \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = \varepsilon_\alpha + \frac{B \sin\beta}{\pi m_n} \right)$, 齿轮同时啮合轮齿对数多, 所以斜齿轮承载能力大, 平稳性高, 因而适用于高速重载的传动。

斜齿轮传动的主要缺点: 在传动时产生了轴向分力, 同时斜齿轮也不便于变速。

一、轮齿的受力分析

在斜齿轮传动中, 作用在齿面上的法向载荷 F_n 仍垂直于齿面。如图 4-19 所示, F_n 位于齿面 $pabc$ 内, 与节圆柱的切面 $pa'ae$ 倾斜一法向啮合角 α_n 。力 F_n 可沿齿轮的周向、径向及轴向分解成三个相互垂直的分力。

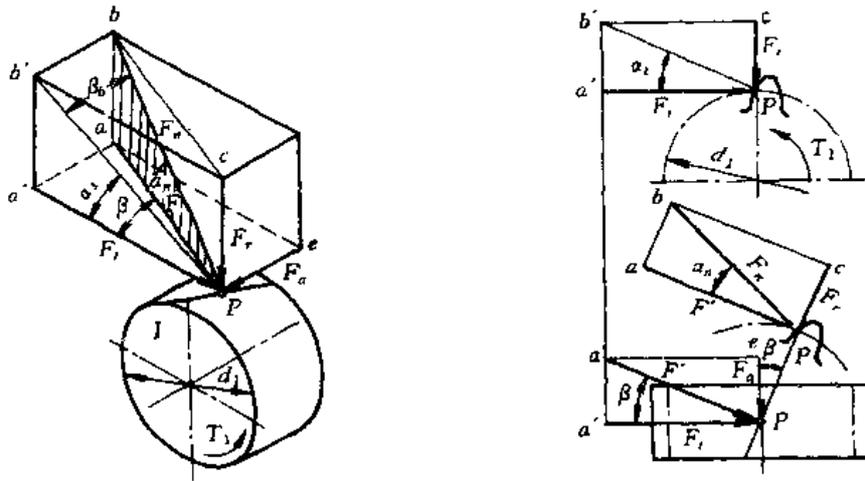


图 4-19 斜齿轮的轮齿受力分析

首先,将力 F_n 在法面内分解成沿径向的(径向力) F_r 和 pac 面内的分力 F' , 然后再将力 F' 在 $pa'ae$ 面分解成沿周向分力(圆周力) F_t 和沿轴向的分力 F_a 。各力的方向如图 4-19 所示; 各力的大小为:

$$\left. \begin{aligned}
 F_t &= \frac{2T_1}{d_1} \\
 F' &= F_t / \cos \beta \\
 F_r &= F' \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta \\
 F_a &= F_t \operatorname{tg} \beta \\
 F_n &= F' / \cos \alpha_n = F_t / \cos \alpha_n \cos \beta \\
 &= F_t / \cos \alpha_n \cos \beta_b
 \end{aligned} \right\} (4-13)$$

式中: β ——节圆螺旋角, 对标准斜齿轮即分度圆螺旋角;

β_b ——啮合平面的螺旋角, 亦即基圆螺旋角;

α_n ——法面压力角, 对标准斜齿轮, $\alpha_n = 20^\circ$;

α_t ——端面压力角。

由式(4-13)可知, 轴向力 F_a 与 $\operatorname{tg} \beta$ 成正比。为了不使轴承承受过大的轴向力, 斜齿圆柱齿轮传动的螺旋角 β 不宜选得过大, 常在 $8^\circ \sim 20^\circ$ 之间选择。

根据力学分析, 人字齿轮轴向分力可以相互抵消, 因而其螺旋角可取得大一些(约为 $15^\circ \sim 40^\circ$), 传动的功率也较大。人字齿轮受力分析及强度计算都可沿用斜齿轮传动的公式。

二、计算载荷

由式(4-1)可知, 轮齿上的计算载荷与啮合轮齿齿面接触线上的长度有关。对于斜齿轮, 如图 4-20 所示, 啮合区中的实线为实际接触线, 每一条全齿宽的接触线长为 $b / \cos \beta_b$, 接触线总长为所有啮合线上接触线长度之和, 即为接触区的几

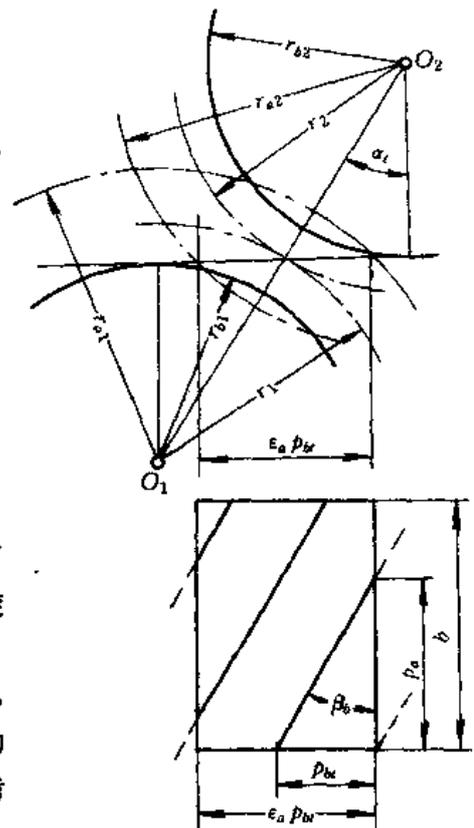


图 4-20 斜齿圆柱齿轮传动的啮合区

条实线长度之和。在啮合过程中,啮合线总长度一般是变动的,据研究,可用 $b\epsilon_a/\cos\beta_b$ 作为总长度的代表值。因此,

$$p_a = \frac{KF_n}{L} = \frac{KF_t}{\frac{b\epsilon_a}{\cos\beta_b} \cos\alpha_t \cos\beta_b} = \frac{KF_t}{b\epsilon_a \cos\alpha_t} \quad (4-14)$$

式中 ϵ_a 为斜齿轮传动的端面重合度,可由图 4-21 查取,或由《机械原理》中公式计算。

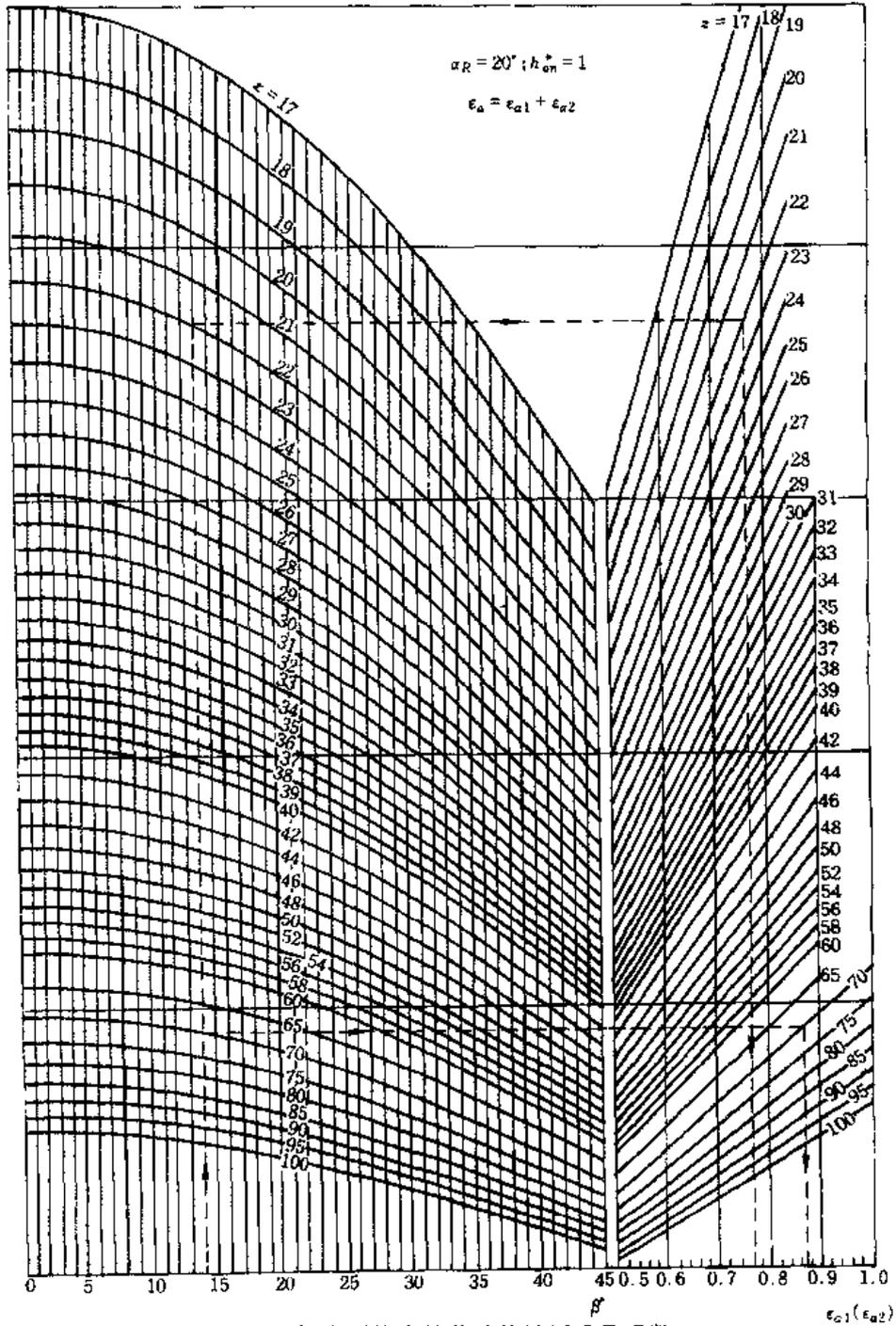


图 4-21 标准圆柱齿轮传动的端面重叠系数 ϵ_a

用法举例:已知 $z_1=22, z_2=70, \beta_0=14^\circ$, 求 ϵ_a 值。

解:由图分别查得 $\epsilon_{a1}=0.765; \epsilon_{a2}=0.87$

得 $\epsilon_a = \epsilon_{a1} + \epsilon_{a2} = 0.765 + 0.87 = 1.635$ 。

三、齿根弯曲疲劳强度计算

图 4-22 所示,斜齿轮齿面上的接触线为一斜线,受载时,轮齿的失效形式为局部折断。斜齿轮的弯曲强度,如按轮齿局部折断分析则较复杂。现对比直齿轮的弯曲强度计算,仅就其计算特点作必要的说明。

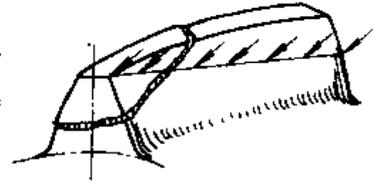


图 4-22 斜齿圆柱齿轮轮齿受载及折断

首先,由式(4-14)可知,斜齿轮的计算载荷要比直齿轮的多计入一个参数 ϵ_a ,其次还应计入反映螺旋角 β 对轮齿弯曲强度影响的因素,即计入螺旋角影响系数 Y_β 。由上述特点,参照式(4-5)及(4-6)可得斜齿轮轮齿的弯曲疲劳强度公式为

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{b m_n \epsilon_a} \leq [\sigma]_F, \text{MPa} \quad (4-15)$$

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\varphi_d z_1^2 \epsilon_a} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}, \text{mm} \quad (4-16)$$

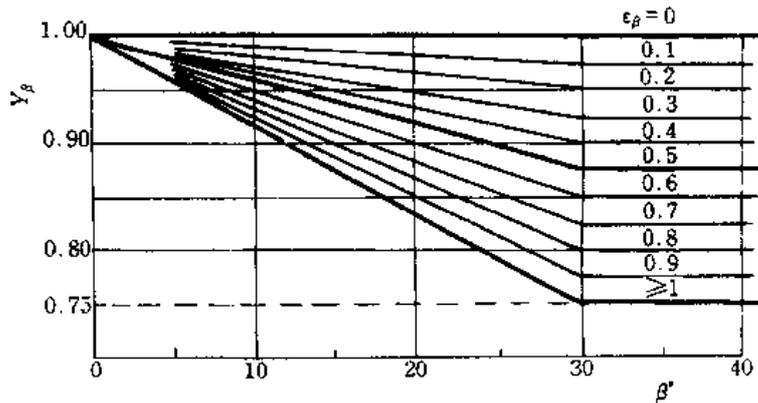


图 4-23 螺旋角影响系数 Y_β

式中: Y_{Fa} ——斜齿轮的齿形系数,可近似地按当量齿数 $z_v \approx z / \cos^3 \beta$ 由表 4-5 查取;

Y_{Sa} ——斜齿轮的应力校正系数,可近似地按当量齿数 z_v 由表 4-5 查取;

Y_β ——螺旋角影响系数,数值由图 4-23 查取,图中的 ϵ_β 为纵向重合度,可由下述公式计算 $\epsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = 0.318 \varphi_d z_1 \tan \beta$;

m_n ——法面模数,mm。

式(4-15)为校核公式,式(4-16)为设计公式。

四、齿面接触疲劳强度计算

斜齿轮的齿轮接触疲劳强度为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{b d_1 \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma]_H, \text{MPa} \quad (4-17)$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{mm} \quad (4-18)$$

式中 Z_H 称为区域系数。图 4-24 为法面压力角 $\alpha_n = 20^\circ$ 的标准齿轮的 Z_H 值。

式(4-18)为设计计算公式,式(4-17)为校核计算公式。

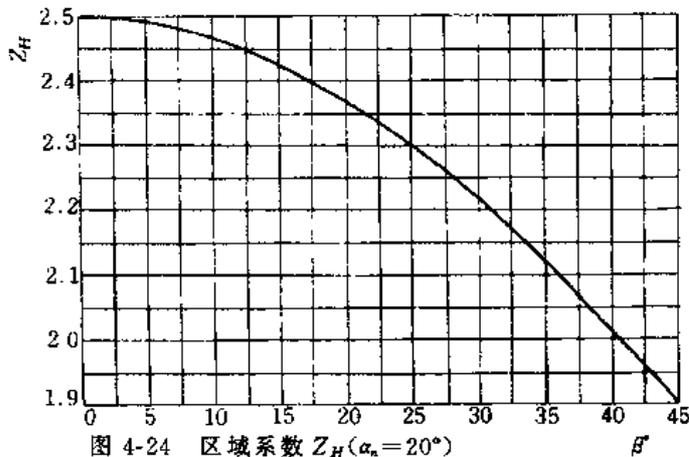


图 4-24 区域系数 Z_H ($\alpha_n = 20^\circ$)

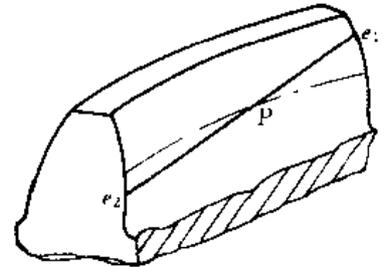


图 4-25 斜齿轮齿面上的接触线

应该注意,对于斜齿圆柱齿轮传动,因齿面上的接触线是倾斜的(图 4-25),即在同一齿面上就会有齿顶面(其上接触线段为 e_1p)与齿根面(其上接触线段为 e_2p)同时参与啮合的情况(直齿轮传动,齿面上接触线与轴线平行,就没有这种现象)。由实践得知,同一齿面上,往往齿根面上先发生点蚀,然后才扩展到齿顶面上。也就是说,齿顶面比齿根面具有较高的接触疲劳强度。设小齿轮的齿面接触疲劳强度比大齿轮的高(即小齿轮的材料较好,齿面硬度较高),那么,当大齿轮的齿根面产生点蚀, e_2p 一段接触线已不能再承受原来所分担的载荷,而要部分地由齿顶面上的 e_1p 一段接触线来承担时,因同一齿面上,齿顶面的接触疲劳强度较高,所以即使承担的载荷有所增加,只要还未超过其承载能力时,大齿轮的齿顶面仍然不会出现点蚀;同时,因小齿轮齿面的接触疲劳强度较高,与大齿轮齿顶面相啮合的小齿轮的齿根面,也未因载荷增大而出现点蚀。这就是说,在斜齿轮传动中,当大齿轮齿根面产生点蚀,仅实际承载区由大齿轮的齿根面向齿顶面有所转移而已,并不导致斜齿轮传动的失效(直齿轮传动齿面上的接触线为一平行于轴线的直线,大齿轮齿根面点蚀时,纵然小齿轮不坏,这对齿轮也不能再继续工作了)。因此,斜齿齿轮传动齿面的接触疲劳强度应同时取决于大、小齿轮。实用中斜齿轮传动的许用接触应力约可取为 $[\sigma]_H = ([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2})/2$, 当 $[\sigma]_H > 1.23[\sigma]_{H_1}$ 时,应取 $[\sigma]_H = 1.23[\sigma]_{H_2}$ 。 $[\sigma]_{H_2}$ 为较软齿面的许用接触应力。

人字齿轮可以视作由两个螺旋角相反的斜齿轮组成,所以其强度计算可近似地按斜齿圆柱齿轮的有关公式进行,但载荷应取人字齿轮的一半代人计算。

例题 7 设计一两级同轴式斜齿圆柱齿轮减速器的高速级齿轮传动。已知输入功率 $P_1 = 40\text{kW}$, $n_1 = 960\text{r/min}$, 齿数比 $\mu = 3.2$, 由电动机驱动,工作寿命 15 年(每年 300 个工作日),每个工作日两班制,工作时略有轻微冲击。

解:

1. 选择材料、精度、齿数及螺旋角

(1) 选择齿轮的材料、热处理方法及齿面硬度,由表 4-11 选得大、小齿轮材料为 40Cr, 并经调质及表面淬火,齿面硬度为 HRC 48~55。

(2) 精度等级 因表面淬火,轮齿的变形不大,不需磨削,故初选 8 级精度。

(3) 选择齿数 小齿轮 $z_1=25$, 大齿轮 $z_2=uz_1=3.2 \times 25=80$ 。

(4) 选取螺旋角 初选螺旋角 $\beta=14^\circ$ 。

2. 按齿面接触强度设计

按式(4-18)得

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{2K_t T_1}{\varphi_d \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{mm}$$

(1) 确定计算参数

1) 由图 4-21 查得, $\epsilon_{\alpha_1}=0.78, \epsilon_{\alpha_2}=0.89, \epsilon_\alpha=0.78+0.89=1.67$

2) 试选 $K_t=1.3$

3) 计算扭矩

$$T=9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1}=9.55 \times 10^6 \frac{40}{960}=3.98 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

4) 两支承对小齿轮作对称布置, 大、小齿轮皆为硬齿面, 由表 4-7 选取齿宽系数 $\varphi_d=0.9$ 。

5) 由表 4-6 查取弹性影响系数 $Z_E=189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

6) 由图 4-24 查得区域系数 $Z_H=2.433$

7) 取 HRC 52 由图 4-13 查大、小齿轮的接触疲劳强度 $\sigma_{H\text{lim}_1}=\sigma_{H\text{lim}_2}=1200\text{MPa}$ 。

8) 计算应力循环次数

$$N_1=60n_1j_t=60 \times 960 \times 1 \times (300 \times 8 \times 2 \times 15)=2.147 \times 10^9$$

$$N_2=\frac{N_1}{u}=4.147 \times \frac{10^9}{3.2}=1.296 \times 10^9$$

由图 4-11, 寿命系数 $K_{HN_1}=K_{HN_2}=1$ 。

9) 接触疲劳许用应力 取失效概率为 1%, 安全系数 $S=1$, 则

$$[\sigma]_{H_1}=[\sigma]_{H_2}=\frac{K_{HN}\sigma_{\text{lim}}}{S}=\frac{1 \times 1200}{1}=1200\text{MPa}$$

$$[\sigma]_H=\frac{[\sigma]_{H_1}+[\sigma]_{H_2}}{2}=\frac{1200+1200}{2}=1200\text{MPa}$$

(2) 计算

1) 试算小齿轮分度圆直径 d_H , 由上列试算公式得

$$d_H \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.3 \times 3.98 \times 10^5}{0.9 \times 1.67} \left(\frac{2.433 \times 189.8}{1200} \right)^2 \times \frac{3.2+1}{3.2}}=51.35\text{mm}$$

2) 计算圆周速度

$$v=\frac{\pi d_H n_1}{60 \times 1000}=\frac{\pi \times 51.35 \times 960}{60 \times 1000}=2.58\text{m/s}$$

3) 计算载荷系数 由表 4-1 查得工作情况系数 $K_A=1$; 按 $\frac{v z_1}{100}=2.58 \times \frac{25}{100}=0.64$, 由图 4-1b 查得动载荷系数 $K_v=1.05$; 由图 4-2 查得啮合齿对间载荷分配系数 $K_{H\alpha}=1.07$; 由图 4-1 查得 $K_{\beta S}=1.25$, 当 $b=51 \times 9 \approx 46\text{mm}$, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M}=0.105$, 则 $K_{H\beta}=K_{\beta S}=K_{\beta S}+K_{\beta M}=1.25+0.105=1.355$ 。于是 $K=K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}=1 \times 1.05 \times 1.07 \times 1.355=1.52$ 。

4) 按实际的载荷系数校正, 计得分度圆直径

$$d_1=d_H \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}=51.35 \sqrt[3]{\frac{1.52}{1.3}}=54.09\text{mm}$$

5) 计算模数

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{54.09 \cos 14^\circ}{25} \approx 2 \text{ mm}$$

3. 按齿根弯曲疲劳强度设计

由式(4-16)得

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\varphi_d z_1^2 \epsilon_\sigma} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$$

(1) 确定计算参数

$$\text{由式(4-3)计算 } K_{F\sigma} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_\alpha-1)}{4} = 1 + \frac{(8-5)(1.67-1)}{4} = 1.5; K_{F\beta} = K_{H\beta} =$$

$$1.355。故 K = K_A K_V K_{F\sigma} K_{F\beta} = 1 \times 1.05 \times 1.5 \times 1.355 = 2.134$$

2) 计算纵向重合度 ϵ_β , 查取螺旋角影响系数 Y_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \varphi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 0.9 \times 25 \times \tan 14^\circ = 1.784$$

由图 4-23 查得 $Y_\beta = 0.881$

3) 计算当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 14^\circ} = 27.27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{80}{\cos^3 14^\circ} = 87.57$$

4) 查取齿形系数 由表 4-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.563; Y_{Fa2} = 2.205。$

5) 查取应力校正系数 由表 4-5 查取 $Y_{Sa1} = 1.604; Y_{Sa2} = 1.778。$

6) 查取弯曲疲劳强度极限及寿命系数, 由图 4-12d 查得大、小齿轮弯曲疲劳极限 $\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim2} = 680 \text{ MPa}$; 按 $N_1 = 2.147 \times 10^9, N_2 = 1.296 \times 10^9$, 由图 4-10 分别查得寿命系数 $K_{FN1} = K_{FN2} = 1。$

7) 计算弯曲疲劳许用应力 取弯曲疲劳安全系数 $S = 1.4$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = \frac{K_{NF} \sigma_{Flim}}{S} = \frac{680}{1.4} = 485.7 \text{ MPa}$$

8) 计算大、小齿轮 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa1} Y_{Sa1}}{[\sigma]_{F1}} = \frac{2.563 \times 1.604}{485.7} = 0.008464$$

$$\frac{Y_{Fa2} Y_{Sa2}}{[\sigma]_{F2}} = \frac{2.205 \times 1.778}{485.7} = 0.00807$$

小齿轮的数值大。

(2) 设计计算

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 2.134 \times 3.98 \times 10^5 \times 0.88 \times (\cos 14^\circ)^2}{0.9 \times 25^2 \times 1.67} \times 0.008464} = 2.333 \text{ mm}$$

对比计算结果, 由齿根弯曲疲劳强度计算的法面模数 m_n 大于由齿面接触疲劳强度计算的法面模数, 因此取 $m_n = 2.333 \text{ mm}$ 。

4. 几何计算

(1) 将法面模数圆整, 取标准值

由表 4-8, 查得标准值 $m_n = 2.5\text{mm}$ 。

(2) 中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2\cos\beta} = \frac{(25 + 80) \times 2.5}{2\cos 14^\circ} = 135.268\text{mm}$$

因所取模数已大于按强度计算的模数值, 故可向下圆整取 $a = 135\text{mm}$ 。

(3) 按圆整后的中心距修正螺旋角

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a} = \arccos \frac{(25 + 80) \times 2.5}{2 \times 135} = 13^\circ 32' 10''$$

因 β 值改变不多, 故参数 $\varepsilon_\alpha, K_\alpha, Z_H$ 不必修正。

(4) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos\beta} = \frac{25 \times 2.5}{\cos 13^\circ 32' 10''} = 64.286\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos\beta} = \frac{80 \times 2.5}{\cos 13^\circ 32' 10''} = 205.714\text{mm}$$

(5) 计算齿轮宽度 $b = \varphi_d d_1 = 0.9 \times 64.286 = 57.857\text{mm}$

圆整 $B_2 = 58\text{mm}; B_1 = 62\text{mm}$

5. 结构设计

以大齿轮为例。 $d_{a2} < 500\text{mm}$, 以选腹板式结构为宜。其它有关尺寸按图 4-64 荐用的结构尺寸设计(尺寸计算参考图 4-64 所列经验公式), 并绘制大齿轮的工作图(图 4-26)。

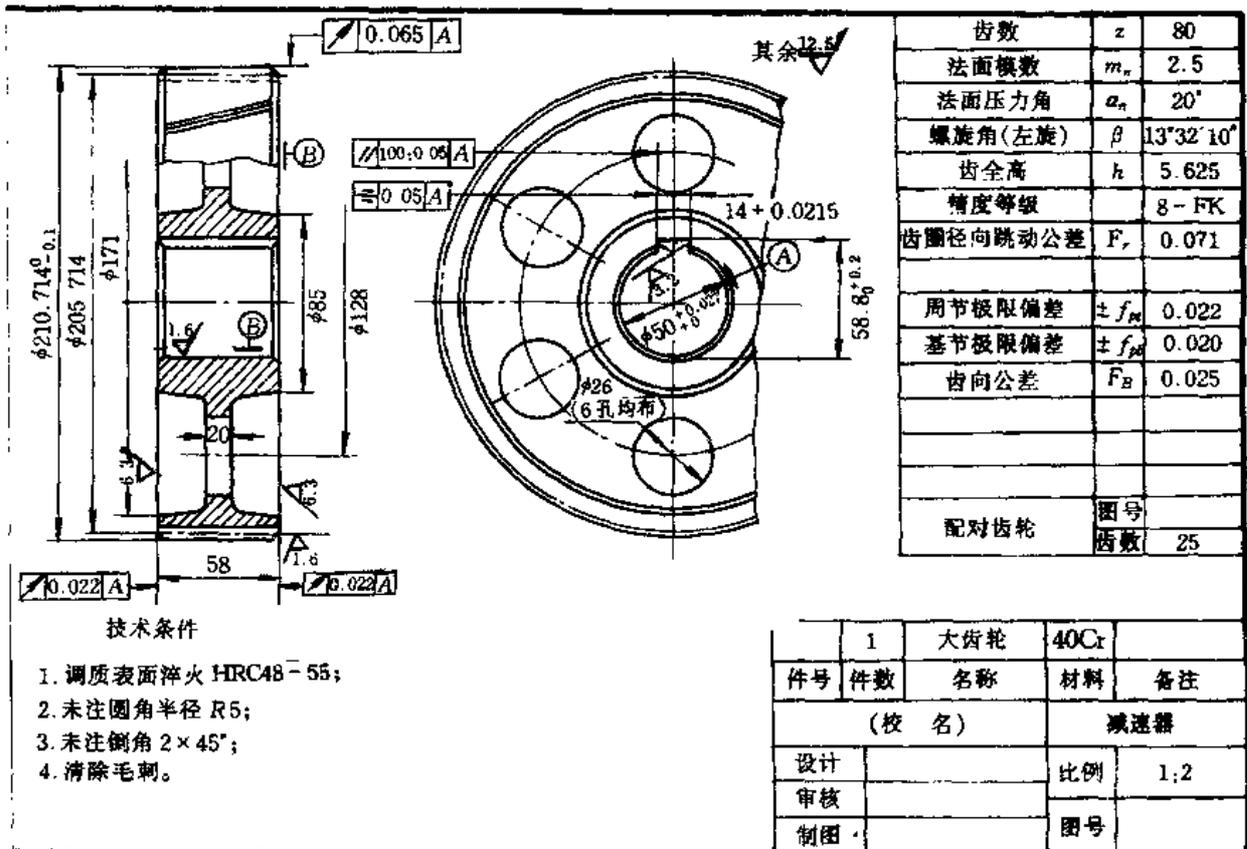


图 4-26 大齿轮零件图

例题 8 某机械中的斜齿圆柱齿轮增速装置。已知传递功率 $P=30\text{kW}$, 主动轮转速为 1470r/min , 主动轮齿数为 73, 从动轮齿数为 23, 使用寿命 $t_h=1000\text{h}$, 小齿轮作悬臂布置, 载荷有中等冲击。试设计该齿轮传动。

解:

增速传动, 要求精度较高, 选用 20CrMnTi 合金钢渗碳淬火 HRC 60。采用磨齿加工, 6 级精度。硬齿面闭式传动, 由于齿面硬度较高, 主要失效形式为疲劳折断, 故按齿根弯曲疲劳强度计算, 决定模数, 后作接触疲劳强度校核。

1. 齿根弯曲疲劳强度计算

由式(4-16)得

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_\beta \cos^2 \beta}{\varphi_d z_1^2 \epsilon_\alpha} \left(\frac{Y_{Fa} F_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$$

(1) 确定计算参数

1) 初选螺旋角 $\beta=15^\circ$

2) 确定端面重合度 ϵ_α

由图 4-21 查得: $z_1=23, \epsilon_{\alpha_1}=0.738; z_2=73, \epsilon_{\alpha_2}=0.9$ 。 $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha_1} + \epsilon_{\alpha_2} = 0.738 + 0.9 = 1.638$

3) 取 $\varphi_d=0.25$

4) 螺旋角影响系数

$$\epsilon_\beta = 0.318 \varphi_d z_1 \tan \beta = 0.318 \times 0.25 \times 23 \times \tan 15^\circ = 0.49$$

由图 4-23 查得 $Y_\beta=0.943$

5) 计算当量齿数

$$z_{v_1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{\cos^3 15^\circ} = 25.5$$

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{73}{\cos^3 15^\circ} = 81.1$$

6) 查取齿形系数及应力校正系数

由表 4-5 查得: $z_{v_1}=25.5$ $Y_{Fa_1}=2.61$ $Y_{Sa_1}=1.592$

$z_{v_2}=80.1$ $Y_{Fa_2}=2.22$ $Y_{Sa_2}=1.77$

7) 查取弯曲疲劳极限及寿命系数

由图 4-12d 查得大、小齿轮弯曲疲劳极限:

$$\sigma_{Flim_1} = \sigma_{Flim_2} = 870\text{MPa}$$

按 $N_2 = 60n_2 t_h = 60 \times 1470 \times 1000 = 8.82 \times 10^7$

$$N_1 = N_2 \cdot \frac{z_2}{z_1} = 8.82 \times 10^7 \times \frac{73}{23} = 28 \times 10^7$$

由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

7) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S=1.4$, 由式(4-10)得

$$[\sigma]_F = [\sigma]_F = \frac{K_{NF} \sigma_{Flim}}{S} = \frac{1 \times 870}{1.4} = 621.43\text{MPa}$$

8) 计算大、小齿轮 $\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较:

$$\frac{Y_{Fa_1} Y_{Fa}}{[\sigma]_{F_1}} = \frac{2.61 \times 1.592}{621.43} = 0.006686$$

$$\frac{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}{[\sigma]_{F_2}} = \frac{2.22 \times 1.77}{621.43} = 0.006323$$

比较结果,小齿轮值大。

9) 试选 $K_f = 1.5$

10) 小齿轮转矩 T

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P}{n_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{30}{1470} \times \frac{23}{73} = 61406 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(2) 计算模数

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 61406 \cos^2 15^\circ \times 0.943}{0.25 \times 23^2 \times 1.638}} \times 0.006686 = 1.71 \text{ mm}$$

1) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi n_2 m_n z_2}{600 \times 1000 \cos \beta} = \frac{\pi \times 1470 \times 1.71 \times 73}{60 \times 1000 \times \cos 15^\circ} = 10 \text{ m/s}$$

2) 计算载荷系数

查取 K_v : $vz/100 = 2.3 \text{ m/s}$, 由图 4-1b 查得 $K_v = 1.07$; $K_{F\alpha} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_d-1)}{4} = 1 + \frac{(6-1)(1.638-1)}{4} = 1.16$; $K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$; $K_{\beta S}$ 由图 4-4d 查得 $K_{\beta S} = 1.12$, 由图 4-5 当 $b =$

12mm 时, 查 $K_{\beta M} = 0.065 \times 1.5 = 0.1$, 故 $K_{F\beta} = 1.12 + 0.1 = 1.22$ 。查表 1-1, 得 $K_A = 1.25$ 。于是

$$K = K_A K_v K_{F\alpha} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.07 \times 1.16 \times 1.22 = 1.9459$$

3) 按实际载荷系数修正所计得的模数 m_n

$$m_n = \bar{m}_n \sqrt[3]{\frac{K}{K_f}} = 1.71 \sqrt[3]{\frac{1.9459}{1.5}} = 1.865 \text{ mm}$$

取标准值 $m_n = 2 \text{ mm}$ 。

(3) 几何计算

1) 中心距 a

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{2(23 + 73)}{2 \cos 15^\circ} = 98.6 \text{ mm}$$

圆整取 $a = 100 \text{ mm}$ 。

2) 螺旋角 β

$$\beta = \cos^{-1} \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \cos^{-1} \frac{2 \times (23 + 73)}{2 \times 100} = 16^\circ 15' 37''$$

3) 分度圆直径 d

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \times 23}{\cos 16^\circ 15' 37''} = 47.917 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \times 73}{\cos 16^\circ 15' 37''} = 152.083 \text{ mm}$$

4) 齿宽 b

$$b = \varphi_d d_1 = 0.25 \times 47.917 = 11.98 \text{ mm}$$

圆整取 $b = 12 \text{ mm}$ 。取 $b_2 = 12, b_1 = 15 \text{ mm}$ 。

二、齿面接触疲劳强度校核

由式(4-17)得校核公式为

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1 \epsilon_a} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H Z_E \leq [\sigma]_H$$

1. 确定计算参数

(1) 确定载荷系数

由表 4-1 查得 $K_A = 1.25$;

按 $v = 10 \text{ m/s}$, $\frac{vz}{100} = \frac{10 \times 23}{100} = 2.3$, 由图 4-1b 查得 $K_v = 1.07$; $K_{H\alpha}$ 由表 4-2 查得 $K_{H\alpha} = 1.022$; $K_{H\beta} = K_{F\alpha} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.12 + 0.1 = 1.22$ 。于是 $K = 1.25 \times 1.07 \times 1.022 \times 1.22 = 1.66765$ 。

(2) 确定接触强度许用应力

$N_1 = 28 \times 10^7$, $N_2 = 8.82 \times 10^7$, 由图 4-11 查得 $K_{HN_1} = 1.08$, $K_{HN_2} = 1.14$; 大、小齿轮接触疲劳极限, 由图 4-13d 查得 $\sigma_{Hlim_1} = \sigma_{Hlim_2} = 1460 \text{ MPa}$; 取失效概率为 1%, 安全系数 $S = 1$, 则

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1}}{S} = \frac{1.08 \times 1460}{1} = 1576.8 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2}}{S} = \frac{1.14 \times 1460}{1} = 1664.4 \text{ MPa}$$

(3) 齿数比

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{23} = 3.17$$

(4) 区域系数 Z_H

由图 4-25 查得 $Z_H = 2.45$

(5) 弹性影响系数 由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

(6) 计算圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 61406}{47.917} = 2563 \text{ N}$$

2. 接触强度校核

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \times 2563}{12 \times 47.97 \times 1.618} \cdot \frac{3.17+1}{3.17}} \times 2.45 \times 189.8 = 1250.8 \text{ MPa}$$

计算结果 $\sigma_H < [\sigma]_{H_1} = 1576.8$, $\sigma_H < [\sigma]_{H_2} = 1664.4 \text{ MPa}$, 合适。

三、结构设计(略)

例题 9 设计一单级斜齿圆柱齿轮减速器。已知小齿轮传递的功率 $P_1 = 10 \text{ kW}$, 小齿轮转速 $n_1 = 1450 \text{ r/min}$, 传动比 $i = 3$, 单向转动有轻微冲击。满足工作时间 $t_h = 35000 \text{ h}$ 。

解:

1. 选择材料、精度及参数

(1) 选择材料

小齿轮: 38SiMnMo 调质 HBS₁ 320~340

大齿轮: 38SiMnMo 调质 HBS₂ 280~300

(2) 选取 8 级精度

(3) 选定齿数 $z_1=20, z_2=iz_1=3 \times 20=60$

(4) 初选螺旋角 $\beta=15^\circ$

2. 按齿面接触强度设计

由式(4-18)计算

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$$

(1) 确定计算参数

1) 初选 $K_t=1.5$

2) 由图 4-21 查得: $\epsilon_{a_1}=0.8, \epsilon_{a_2}=0.9, \epsilon_a=\epsilon_{a_1}+\epsilon_{a_2}=0.8+0.9=1.7$

3) 由表 4-6 查得 $Z_E=189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

4) 由图 4-24 查得 $Z_H=2.42$

5) 由表 4-7 选取 $\varphi_d=1.00$

6) 计算转矩 T_1

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{10}{1450} = 65862 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

7) 由图 4-13c 查得 $\sigma_{H\text{lim}_1}=800 \text{ MPa}, \sigma_{H\text{lim}_2}=720 \text{ MPa}$

8) 应力循环次数

$$N_1 = 60n_1 j t_h = 60 \times 1450 \times 1 \times 35000 = 30.45 \times 10^8$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{30.45 \times 10^8}{3} = 10.15 \times 10^8$$

9) 寿命系数 由图 4-11 查得 $K_{HN_1}=K_{HN_2}=1$

10) 安全系数 当失效概率为 1%, 取 $S=1$

11) 接触强度许用应力

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \sigma_{H\text{lim}_1}}{S} = \frac{1 \times 800}{1} = 800 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2} \sigma_{H\text{lim}_2}}{S} = \frac{1 \times 720}{1} = 720 \text{ MPa}$$

(2) 计算

1) 计算小齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_u &\geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_d \epsilon_a} \cdot \frac{u+1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} \\ &= \sqrt[3]{\frac{2 \times 1.5 \times 65862}{1 \times 1.7} \times \frac{(3+1)}{3} \left(\frac{189.8 \times 2.42}{720} \right)^2} \\ &= 39 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) 计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 39 \times 1450}{60 \times 1000} = 3.9 \text{ m/s}$$

3) 计算载荷系数

① 工况系数 查表 4-1, 取 $K_A=1$

② 动载荷系数 按 $\frac{v z_1}{100}$, 由图 4-1b, $K_v=1.075$

③载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 由图 4-2 查取 $K_{H\alpha}=1.078$

④载荷分布系数 $K_{H\beta}=K_{F\beta}=K_{\beta S}+K_{\beta M}$

由图 4-4 查得 $K_{\beta S}=1.25$; 当 $b=\varphi_d d_{1t}=1 \times 39=40\text{mm}$, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M}=0.19$, 则

$$K_{H\beta}=K_{\beta S}+K_{\beta M}=1.25+0.19=1.44$$

⑤载荷系数 K

$$K=K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}=1 \times 1.073 \times 1.078 \times 1.44=1.66564$$

4) 修正小齿轮分度圆直径

$$d=d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}}=39 \sqrt[3]{\frac{1.66564}{1.5}}=40.385\text{mm}$$

5) 计算法面模数 m_n

$$m_n=\frac{d_1 \cos \beta}{z_1}=\frac{40.385 \cos 15^\circ}{20}=1.95\text{mm}$$

取标准值 $m_n=2\text{mm}$

3. 按齿根弯曲疲劳强度校核

由公式(4-15)计算

$$\sigma_F=\frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa} Y_\beta}{b m_n \epsilon_\alpha} \leq [\sigma]_F$$

(1) 确定计算参数

1) 载荷分配系数 由式(4-3)

$$K_{F\alpha}=1+\frac{(n-5)(\epsilon_\alpha-1)}{4}=1+\frac{(8-5)(1.7-1)}{4}=1.275$$

其余各载荷系数同上, 则

$$K=K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}=1 \times 1.073 \times 1.275 \times 1.44=1.97$$

(2) 计算纵向重合度 ϵ_β 查取螺旋角影响系数

$$\epsilon_\beta=0.318 \varphi_d z_1 \tan \beta=0.318 \times 1 \times 20 \tan 15^\circ=1.5246, \text{由图 4-23 查得 } Y_\beta=1$$

(3) 当量齿数

$$z_{v_1}=\frac{z_1}{\cos^3 \beta}=\frac{20}{\cos^3 15^\circ}=22.2$$

$$z_{v_2}=\frac{z_2}{\cos^3 \beta}=\frac{60}{\cos^3 15^\circ}=66.6$$

(4) 查取齿形系数和应力校正系数

由表 4-5 查取:

$$\text{当 } z_{1v}=22.2 \quad Y_{Fa_1}=2.72 \quad Y_{Sa_1}=1.57$$

$$z_{2v}=66.6 \quad Y_{Fa_2}=2.26 \quad Y_{Sa_2}=1.74$$

(5) 弯曲强度极限

由表 4-12c 查取 $\sigma_{Flim_1}=660\text{MPa}$, $\sigma_{Flim_2}=600\text{MPa}$

(6) 寿命系数 $K_{FN_1}=K_{FN_2}=1$

(7) 安全系数 取 $S=1.4$

(8) 弯曲强度许用应力

$$[\sigma]_{F_1}=\frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S}=\frac{1 \times 660}{1.4}=471.43\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 600}{1.4} = 428.7 \text{MPa}$$

(9) 齿宽 $b = \varphi_d d_1 = 1 \times 40 = 40 \text{mm}$

(10) 计算圆周力 F_t ,

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 65862}{40} = 3293 \text{N}$$

(11) 校核

$$\sigma_{F_1} = \frac{1.97 \times 3293}{40 \times 2 \times 1.7} \times 1 \times 2.72 \times 1.57 = 203.7 \text{MPa}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{1.97 \times 3293}{40 \times 2 \times 1.7} \times 1 \times 2.26 \times 1.74 = 187.6 \text{MPa}$$

计算结果: 满足。

3. 几何计算

(1) 法向模数 $m_n = 2 \text{mm}$

(2) 中心距

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2\cos\beta} = \frac{(20 + 60) \times 2}{2\cos 15^\circ} = 82.824 \text{mm}, \text{取 } a = 82 \text{mm}$$

(3) 螺旋角 β 的修正

$$\begin{aligned} \beta &= \cos^{-1} \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a} = \cos^{-1} \frac{(20 + 60) \times 2}{2 \times 82} = \cos^{-1} 0.97560 = 15.0719^\circ \\ &= 15^\circ 4' 19'' \end{aligned}$$

因 β 值改变不多, 故参数 ε_α 、 K_α 、 Z_H 不必修正。

(4) 计算大、小齿轮的分度圆直径

$$d_1 = \frac{z_1 m_n}{\cos\beta} = \frac{20 \times 2}{\cos 15^\circ 4' 19''} = 41 \text{mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m_n}{\cos\beta} = \frac{60 \times 2}{\cos 15^\circ 4' 19''} = 123 \text{mm}$$

(5) $b = \varphi_d d_1 = 41 \text{mm}$; 圆整取 $B_2 = 41 \text{mm}$, $B_1 = 45 \text{mm}$

4. 结构设计(略)。

§ 4—3 标准圆锥齿轮传动的强度计算

由于工作要求的不同, 圆锥齿轮传动可设计成不同的形式。本节只介绍最常用的、轴交角为 $\Sigma = 90^\circ$ 的标准直齿圆锥齿轮传动的强度计算。

一、设计参数

直齿圆锥齿轮传动是以大端参数为标准值的。在强度计算时, 则以齿宽中点处的当量齿轮作为计算的依据。对轴夹角 $\Sigma = 90^\circ$ 的直齿圆锥齿轮传动, 其齿数比 u , 锥距 R (图 4-27), 分度圆直径 d_1 、 d_2 , 平均分度圆直径 d_{m1} 、 d_{m2} 之间的关系分别为:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \text{ctg}\delta_1 = \text{tg}\delta_2 \quad (a)$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} = \frac{d_1}{2} \sqrt{(d_2/d_1)^2 + 1} = \frac{d_1}{2} \sqrt{u^2 + 1} \quad (b)$$

$$\frac{d_{m1}}{d_1} = \frac{d_{m2}}{d_2} = \frac{R - 0.5b}{R} = 1 - 0.5 \frac{b}{R} \quad (c)$$

令 $\varphi_R = \frac{b}{R}$, 称为圆锥齿轮传动的齿宽系数。常取 $\varphi_R = 0.25 \sim 0.35$, 最常用的值为 $\varphi_R = \frac{1}{3}$ 。于是

$$\left. \begin{aligned} d_{m1} &= d_1(1 - 0.5\varphi_R) \\ d_{m2} &= d_2(1 - 0.5\varphi_R) \end{aligned} \right\} \quad (d)$$

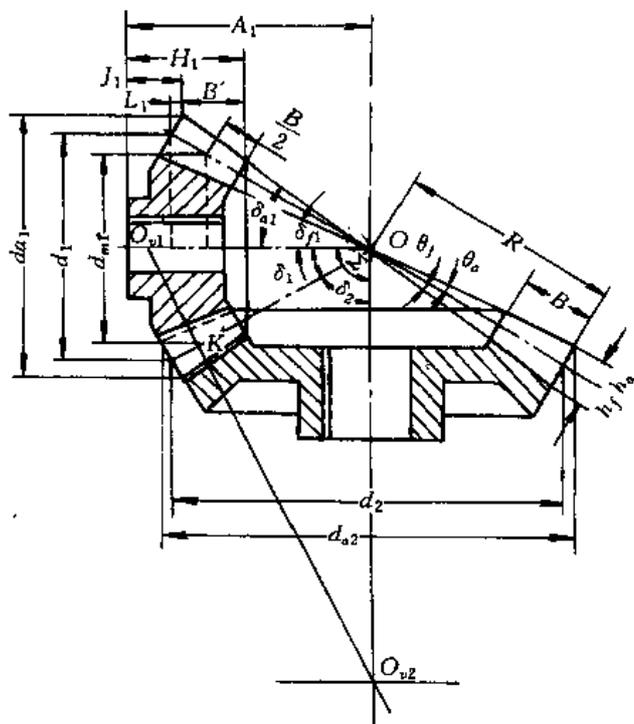


图 4-27 直齿圆锥齿轮传动的几何参数

由图 4-28 可知, 当量直齿圆柱齿轮的分度圆半径 $r_{v1} = \overline{O_{v1}K}$, $r_{v2} = \overline{O_{v2}K}$, 它们与平均分度圆直径 d_{m1}, d_{m2} 的关系分别为

$$r_{v1} = \frac{d_{m1}}{2\cos\delta_1}, \quad r_{v2} = \frac{d_{m2}}{2\cos\delta_2} \quad (e)$$

现以 m_m 表示当量圆柱齿轮的模数, 亦即圆锥齿轮平均分度圆上轮齿的模数(简称平均模数), 则当量齿数 z_v 为

$$\left. \begin{aligned} z_{v1} &= \frac{d_{v1}}{m_m} = \frac{2r_{v1}}{m_m} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} \\ z_{v2} &= \frac{d_{v2}}{m_m} = \frac{2r_{v2}}{m_m} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} \end{aligned} \right\} \quad (f)$$

$$u_v = \frac{z_{v2}}{z_{v1}} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2} = u^2 \quad (g)$$

显然, 为使圆锥齿轮不致发生根切, 应使当量齿数不小于直齿圆柱齿轮的根切齿数。

另外, 由式(d)极易得出平均模数 m_m 和大端模数 m 的关系为

$$m_m = m(1 - 0.5\varphi_R) \quad (h)$$

二、轮齿的受力分析

直齿圆锥齿轮齿面所受的法向载荷 F_n 通常都被视为集中作用在平均分度圆上, 即在齿宽

中点的法向剖面 $N-N$ ($Pabc$ 平面) 内 (图 4-29)。与圆柱齿轮一样, 将法向载荷 F_n 分解为切于分度圆锥的周向分力 (圆周力) F_t 及垂直于分度圆锥母线的分力 F' , 再将力 F' 分解为径向力 F_{r1} 及轴向分力 F_{a1} 。从圆锥齿轮轮齿上所受各力的方向如图 4-28 所示, 各力的大小分别为:

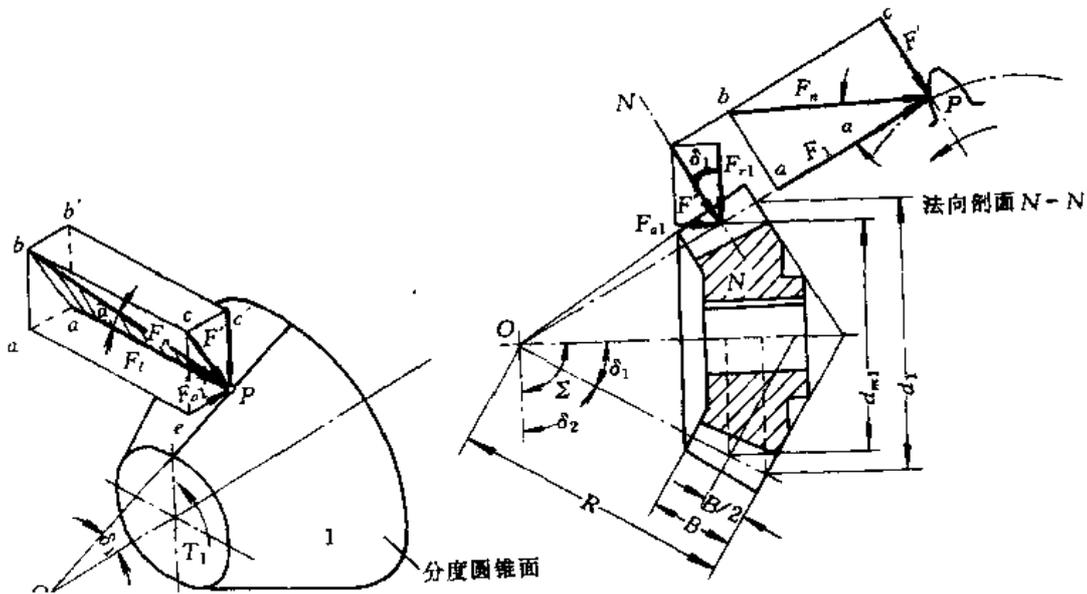


图 4-28 直齿圆锥齿轮的轮齿受力分析

$$\left. \begin{aligned} F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}} \\ F' &= F_t \operatorname{tg} \alpha \\ F_{r1} &= F' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = F_{a2} \\ F_{a1} &= F' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = F_{r2} \\ F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha} \end{aligned} \right\} \quad (4-19)$$

圆周力 F_t 的方向在主动轮与其回转方向相反, 在从动轮上与其回转方向相同; 径向力的方向分别指向各自的轮心; 轴向力分别指向各自的大端, 且有下列关系:

$$F_{r1} = -F_{a2} \quad F_{a1} = -F_{r2}$$

三、齿根弯曲疲劳强度计算

直齿圆锥齿轮的弯曲疲劳强度可近似地按平均分度圆处的当量圆柱齿轮进行计算。因而可直接沿用式 (4-5) 得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm_m} \leq [\sigma]_F, \text{ MPa}$$

式中 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 分别为齿形系数及应力修正系数, 按当量齿数 z_v 查表 4-5。

引入式 (h), 得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\varphi_R)} \leq [\sigma]_F, \text{ MPa} \quad (4-20)$$

引入式 (b), 得

$$b = R\varphi_R = d_1 \varphi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2} = m z_1 \varphi_R \frac{\sqrt{u^2+1}}{2}$$

并将

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_1}{m_n z_1} = \frac{2T_1}{m(1-0.5\varphi_R)z_1}$$

代入式(4-20),可得

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}, \text{mm} \quad (4-21)$$

式(4-21)为设计公式;式(4-20)为校核公式。

四、齿面接触疲劳强度计算

直齿圆锥齿轮的齿面接触疲劳强度,也是按平均分度圆处的当量圆柱齿轮计算,工作齿宽即为圆锥齿轮的齿宽 b 。

对 $\alpha=20^\circ$ 的直齿圆锥齿轮,可得

$$\text{校核公式 } \sigma_H = 5Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma]_H, \text{MPa} \quad (4-22)$$

$$\text{设计公式 } d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}, \text{mm} \quad (4-23)$$

以上对渐开线标准直齿、斜齿圆柱齿轮及直齿圆锥齿轮的基本设计理论和计算方法作了扼要介绍。考虑齿轮强度计算公式及参数较多,为了便于查用,现汇总列于表 4-13。

表 4-13 齿轮强度计算公式表

		齿根弯曲疲劳强度			齿面接触疲劳强度			
直齿圆柱齿轮	设计公式	$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_R z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$ mm (4-6)			$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_R} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$ mm (4-8a)			
	校核公式	$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm} \leq [\sigma]_F$ MPa (4-5)			$d_1 \geq 2.32 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_R} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$ mm (4-8a)			
斜齿圆柱齿轮	设计公式	$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1 Y_{\beta} \cos^2 \beta}{\varphi_R z_1^2 \epsilon_a} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$ mm (4-16)			$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{2KT_1}{\varphi_R \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \left(\frac{Z_H Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$ mm (4-18)			
	校核公式	$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa} Y_{\beta}}{b m_n \epsilon_a} \leq [\sigma]_F$ MPa (4-15)			$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1 \epsilon_a} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma]_H$ MPa (4-17)			
直齿圆锥齿轮	设计公式	$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)}$ mm (4-21)			$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2 \frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u}}$ mm (4-23)			
	校核公式	$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\varphi_R)} \leq [\sigma]_F$ MPa (4-20)			$\sigma_H = 5Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 d_1^3 u}} \leq [\sigma]_H$ MPa (4-22)			
许用应力		$[\sigma]_F = K_{FN} K_{Fa} \sigma_{Flim} / S_F$ MPa (4-10)			$[\sigma]_H = K_{HN} \sigma_{Hlim} / S_H$ MPa (4-10)			
Y_{Fa}	Y_{Sa}	Y_{β}	K_{FN}	σ_{Flim}	Z_H	Z_E	K_{HN}	G_{Hlim}
表 4-5	表 4-5	图 4-24	图 4-10	图 4-12	图 4-25	表 4-6	图 4-11	图 4-13
载荷系数		$K = K_A K_v K_{\beta} K_{H\alpha}$						
K_A	K_v	K_{β}	$K_{H\alpha}$		K_{Fa}	ϵ_a	φ_d	
表 4-1	图 4-1	图 4-4 4-5	图 4-2		式(4-3)	按《机械原理》公式计算,或查图 4-22		表 4-7

① 该式仅适用于 $\alpha_n=20^\circ$ 时。

例题 10 设计电动机驱动的一闭式直齿圆锥齿轮传动。已知传动功率 $P=9\text{kW}$ ，小齿轮转速 $n_1=970\text{r/min}$ ，减速比 $i=3$ 。工作平稳，长期使用，小齿轮悬臂布置。

解：没有特殊要求，且功率小。大、小齿轮均选用 45 号钢，小齿轮调质， $\text{HBS}_1=240\sim 260$ ，大齿轮正火， $\text{HBS}_2=190\sim 210$ 。8 级精度，取 $z_1=27$ ， $z_2=iz_1=3\times 27=81$ 。

一、按齿面接触设计

由式(4-23)得

$$d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u}}$$

1. 确定式中的各计算数值

1) 试选载荷系数 $K=1.5$

2) 计算小齿轮传递的扭矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{9}{970} = 88608.24 \text{N} \cdot \text{mm}$$

3) 取齿宽系数 $\varphi_R = \frac{b}{R} = 0.3$

4) Z_E : 由表 4-6 查 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

5) σ_{Hlim} : 由图 4-13c 查得小齿轮 $\sigma_{Hlim_1} = 700\text{MPa}$ ，大齿轮 $\sigma_{Hlim} = 550\text{MPa}$

6) 寿命系数: 长期使用，因而 $K_{FN} = K_{HN} = 1$

7) 接触强度许用应力 取失效概率 1%，安全系数 $S=1$ ，由式(4-10)得

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1}}{S} = \frac{1 \times 700}{1} = 700\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2}}{S} = \frac{1 \times 550}{1} = 550\text{MPa}$$

(2) 计算

1) 计算小锥齿轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_{1t} &\geq 2.92 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u} \cdot \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H}\right)^2} \\ &= 2.92 \sqrt[3]{\frac{1.5 \times 88608.24}{0.3(1-0.5 \times 0.3)^2 \times 3} \cdot \frac{1.5 \times 88608.24}{0.3(1-0.5 \times 0.3)} \cdot 3 \left(\frac{189.8}{550}\right)^2} = 84.5\text{mm} \end{aligned}$$

2) 计算圆周速度

$$\text{平均直径 } d_{m1} = (1-0.5\varphi_R)d_{1t} = (1-0.5 \times 0.3) \times 84.6 = 72\text{mm}$$

$$\text{则 } v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 72 \times 970}{60 \times 1000} = 3.567\text{m/s}$$

① 工况系数 由表 4-1 查得 $K_A=1$;

② 动载荷系数 当 $\frac{v z_1}{100} = \frac{27 \times 3.657}{100} = 1$ ，由图 4-1，9 精度线(直齿圆锥齿轮传动，应按图中低一级精度)查得 $K_v=1.15$;

③ 载荷分配系数 K_α 按直齿圆柱齿轮传动处理取 $K_{\alpha_2}=1$;

④ 载荷分布不均系数 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} - K_{\beta P_2}$

$$K_{\beta S}: \text{当 } \varphi_{dm} = \frac{\varphi_R \sqrt{u^2+1}}{2-\varphi_R} = \frac{0.3 \sqrt{u^2+1}}{2-0.3} = 0.588, \text{由图 4-4a 查得 } K_{\beta S} = 1.449.$$

$K_{\beta M}$:

①模数 $m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{84.6}{27} = 3.133\text{mm}$

②分度圆直径

$$d_{1t} = mz_1 = 3.13 \times 27 = 84.5\text{mm}$$

$$d_{2t} = mz_2 = 3.13 \times 81 = 253.53\text{mm}$$

③节锥顶距 $R_t = \frac{1}{2} \sqrt{d_{1t}^2 + d_{2t}^2} = \frac{1}{2} \sqrt{84.5^2 + 253.53^2} = 133.65\text{mm}$

④齿宽 b_t $b_t = \varphi_R R_t = 0.3 \times 133.65 = 40.1\text{mm}$

当 $b_t = 40.1\text{mm}$ 时, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.18$ 。于是得 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.449 + 0.18 =$

1.629。所以

$$K = K_A K_V K_a K_{H\beta} = 1 \times 1.15 \times 1.629 = 1.87335$$

3)按实际的载荷系数校正所得

$$d_1 = d_{1t} \sqrt[3]{\frac{K}{K_t}} = 84.5 \sqrt[3]{\frac{1.87335}{1.5}} = 91.1\text{mm}$$

(3)几何计算

1)计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{91.1}{27} = 3.374\text{mm}$$

由表 4-8, 取标准值 $m = 4\text{mm}$

2)分度圆直径 d

$$d_1 = mz_1 = 4 \times 27 = 108\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \times 81 = 324\text{mm}$$

3)节锥角 δ

$$\delta_1 = \text{tg}^{-1} \frac{1}{u} = \text{tg}^{-1} \frac{1}{3} = 18^\circ 26' 06''$$

$$\delta_2 = \text{tg}^{-1} u = \text{tg}^{-1} 3 = 71^\circ 33' 54''$$

4)节锥顶距 $R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{1}{2} \sqrt{(108)^2 + (324)^2} = 170.76\text{mm}$

5)齿宽 b $b = 0.3 \times 170.76 = 51.23\text{mm}$

根据齿宽 b_t 与 b 查得的值相差甚微, 故不再重新查图复算。

6)平均分度圆直径 d_m

$$d_{m1} = d_1 (1 - 0.5\varphi_R) = 108 (1 - 0.5 \times 0.3) = 91.8\text{mm}$$

$$d_{m2} = d_2 (1 - 0.5\varphi_R) = 324 (1 - 0.5 \times 0.3) = 275.4\text{mm}$$

7)圆锥齿轮平均分度圆上轮齿的模数(简称平均模数)

$$m_m = m (1 - 0.5\varphi_R) = 4 (1 - 0.5 \times 0.3) = 3.4\text{mm}$$

8)当量齿数 z_v

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{27}{\cos 18^\circ 26' 06''} = 28.5$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{81}{\cos 71^\circ 33' 54''} = 256$$

二、齿根弯曲疲劳强度校核

由式(4-20)得

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\varphi_R)} \leq [\sigma]_F$$

(1) 计算圆周力 F_t

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 88608.24}{108} = 1641\text{N}$$

(2) 计算载荷系数 K

$$K = K_A K_V K_\alpha K_{F\beta} = 1 \times 1.15 \times 1^{①} \times 1.629 = 1.87335$$

(3) 齿形系数及应力校正系数

$$z_{v_1} = 28.5, \text{由表 4-5 查得 } Y_{Fa_1} = 2.54 \quad Y_{Sa_1} = 1.605$$

$$z_{v_2} = 256, \text{由表 4-5 查得 } Y_{Fa_2} = 2.06 \quad Y_{Sa_2} = 1.97$$

(4) 计算弯曲疲劳许用应力

取弯曲疲劳安全系数 $S_F = 1.4$, 由式(4-10)得

弯曲疲劳强度极限 σ_{Flim} : 由图 4-12 查得

$$\sigma_{Flim_1} = 560\text{MPa} \quad \sigma_{Flim_2} = 400\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 560}{1.4} = 400\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 400}{1.4} = 285.7\text{MPa}$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{KF_t Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}}{bm(1-0.5\varphi_R)} = \frac{1.87335 \times 1641 \times 2.54 \times 1.605}{51.23 \times 4 \times (1-0.5 \times 3)} = 71.943\text{MPa}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{KF_t Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}{bm(1-0.5\varphi_R)} = \frac{1.87335 \times 1641 \times 2.06 \times 1.97}{51.23 \times 4 \times (1-0.5 \times 3)} = 71.6\text{MPa}$$

弯曲强度满足。

5. 齿轮结构设计(略)

例题 11 设计某机床主传动用的 6 级精度的直齿圆锥齿轮传动。已知小锥齿轮传递的额定转矩 $T_1 = 114\text{N} \cdot \text{m}$, 转速 $n_1 = 1000\text{r}/\text{min}$; 大锥齿轮转速 $n_2 = 322\text{r}/\text{min}$ 。两齿轮轴线交角为 90° , 小齿轮悬臂支承, 大齿轮对称支承, 长期使用; 大、小齿轮均采用 20Cr 经渗碳、淬火, HRC58~62。

解: 采用接触强度和弯曲强度分开设计, 取其较大者。

一、按齿面接触强度设计

按式(4-28): $d_1 \geq 2.92 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2}$, mm

1. 确定计算参数

(1) 初选载荷参数 $K_t = 1.5$

(2) 转矩 $T_1 = 114\text{N} \cdot \text{m}$

① 对弯曲疲劳强度: $K_{t\sigma} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_{vw}-1)}{4}$, 其中 $\epsilon_{vw} = \frac{1}{2\pi} [z_{v_1}(\text{tg}\alpha_{v_1} - \text{tg}\alpha) + z_{v_2}(\text{tg}\alpha_{v_2} - \text{tg}\alpha)]$ 。

(3) 确定 φ_R $\varphi_R = \frac{1}{4} \sim \frac{1}{3}$, 常用 $\varphi_R = 0.3$

(4) 齿数比 $u = i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{322} = 3.1$

(5) Z_E : 由表 4-8 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

(6) 接触强度许用应力

1) 由图 4-13d 查得 $\sigma_{H\text{lim}_1} = \sigma_{H\text{lim}_2} = 1470 \text{MPa}$

2) 寿命系数 因长期使用 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

3) 安全系数 取 $S_H = 1$

4) 接触强度许用应力

$$[\sigma]_{H_1} = [\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN} \sigma_{H\text{lim}}}{S} = \frac{1 \times 1470}{1} = 1470 \text{MPa}$$

2. 计算

(1) 试算小锥齿轮分度圆直径 d_{1t}

$$d_{1t} = 2.92 \sqrt[3]{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 u} \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} = 2.92 \sqrt[3]{\frac{1.5 \times 114000}{0.3(1-0.5 \times 0.3)^2 3.1} \left(\frac{189.8}{1470} \right)^2} \\ = 47.268 \text{mm}$$

(2) 计算圆周速度

分度圆平均直径 $d_{m1} = d_{1t}(1-0.5\varphi_R) = 47.268(1-0.5 \times 0.3) = 42.5 \text{mm}$

$$v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 42.5 \times 1000}{60 \times 1000} = 2.2253 \text{m/s}$$

(3) 计算载荷系数 $K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$

1) 工况系数 K_A 因为是机床主传动, 由表 4-1 查得 $K_A = 1.25$

2) 动载荷系数 K_v

选定齿数 $z_1 = 25$ $z_2 = iz_1 = 3.1 \times 25 = 78$

按 $\frac{vz_1}{100} = \frac{2.2253 \times 25}{100} = 0.556$, 由图 4-1 查得 $K_v = 1.04$

3) 载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 取 $K_{H\alpha} = 1$

4) 载荷分布系数 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$

$K_{\beta S}$:

$$\varphi_d = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{\varphi_R \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \varphi_R} = \frac{0.3 \sqrt{3.1^2 + 1}}{2 - 0.3} = 0.5748$$

当 $\varphi_d = 0.5748$ 时, 由图 4-4b 查得 $K_{\beta S} = 1.5$

$K_{\beta M}$:

① 求模数 $m_t = \frac{d_{1t}}{z_1} = \frac{47.268}{25} = 1.89 \text{mm}$

② $d_{1t} = m_t z_1 = 1.89 \times 25 = 47.268 \text{mm}$

③ $d_{2t} = m_t z_2 = 1.89 \times 78 = 147.42 \text{mm}$

④ 节锥顶距 $R_t = \frac{1}{2} \sqrt{d_{1t}^2 + d_{2t}^2} = \frac{1}{2} \sqrt{47.268^2 + 147.42^2} = 77.4 \text{mm}$

⑤ 齿宽 b_t $b_t = \varphi_R R = 0.3 \times 77.4 = 23.22 \text{mm}$

当 $b_t = 23.22\text{mm}$ 时, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.07$

所以 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.5 + 0.07 = 1.57$

于是 $K = K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.04 \times 1 \times 1.57 = 2.08$

(4) 按实际载荷系数校正小锥齿轮分度圆直径 d_1

$$d_1 = d_t \sqrt[3]{\frac{K_t}{K}} = 47.268 \sqrt[3]{\frac{2.08}{1.5}} = 52.7\text{mm}$$

(5) 计算模数 m

$$m = \frac{d_1}{z_1} = \frac{52.7}{25} = 2.1\text{mm}$$

二、按齿根弯曲强度设计

1. 计算节锥角

$$\delta_1 = \text{tg}^{-1} \frac{1}{u} = \text{tg}^{-1} \frac{1}{3.1} = 17^\circ 53'$$

$$\delta_2 = \text{tg}^{-1} u = \text{tg}^{-1} 3.1 = 72^\circ 07'$$

2. 当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 17^\circ 53''} = \frac{25}{0.95168} = 26.27$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{156}{\cos 72^\circ 07'} = \frac{156}{0.30708} = 508$$

3. 计算端面重合度 ϵ_{va}

$$\alpha_{va_1} = \cos^{-1} \frac{z_{v1} \cos \alpha}{z_{v1} + 2h_a^*} = \cos^{-1} \frac{26.27 \cos 20^\circ}{26.27 + 2 \times 1} = \cos^{-1} 0.87321 = 29^\circ 10'$$

$$\alpha_{va_2} = \cos^{-1} \frac{z_{v2} \cos \alpha}{z_{v2} + 2h_a^*} = \cos^{-1} \frac{508 \times \cos 20^\circ}{508 + 2 \times 1} = \cos^{-1} \frac{26.27 \times 0.93969}{508 + 2} = 26^\circ 36''$$

$$\epsilon_{va} = \frac{1}{2\pi} [z_{v1} (\text{tg} \alpha_{va_1} - \text{tg} \alpha) + z_{v2} (\text{tg} \alpha_{va_2} - \text{tg} \alpha)]$$

$$= \frac{1}{2\pi} [26.27 (\text{tg} 29^\circ 10' - \text{tg} 20^\circ) + 508 (\text{tg} 26^\circ 36'' + \text{tg} 20^\circ)]$$

$$= \frac{1}{2\pi} [26.27 (0.55812 - 0.36397) + 508 (0.37587 - 0.36397)] = 1.7738$$

4. 载荷分布系数 K_{Fa}

$$K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_{va}-1)}{4} = 1 + \frac{(6-5)(1.7738-1)}{4} = 1.1945$$

5. 载荷系数 $K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta}$

$$K = K_A K_V K_{Fa} K_{F\beta} = 1.25 \times 1.04 \times 1.1945 \times 1.57 = 2.438$$

6. 齿形系数及应力校正系数

由表 4-5 查得:

$$z_{v1} = 26.27 \quad Y_{Fa_1} = 2.60 \quad Y_{Sa_1} = 1.595$$

$$z_{v2} = 508 \quad Y_{Fa_2} = 2.06 \quad Y_{Sa_2} = 1.97$$

7. 齿根弯曲强度极限

由图 4-12d 查得 $\sigma_{F\lim_1} = \sigma_{F\lim_2} = 870\text{MPa}$

8. 计算弯曲强度许用应力 取弯曲疲劳安全系数 $S_F = 1.4$ 。

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN}\sigma_{Flim}}{S} = \frac{870}{1.4} = 621.43\text{MPa}.$$

9. 计算大、小锥齿轮的 $\frac{Y_{Fa_1}Y_{Sa_1}}{[\sigma]_F}$ 并加以比较

$$\frac{Y_{Fa_1}Y_{Sa_1}}{[\sigma]_{F_1}} = \frac{2.6 \times 1.595}{621.43} = 0.006673$$

$$\frac{Y_{Fa_2}Y_{Sa_2}}{[\sigma]_{F_2}} = \frac{2.06 \times 1.97}{621.43} = 0.00653$$

小锥轮的数值大。

10. 设计计算

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{4KT}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2+1}} \left(\frac{Y_{Fa}Y_{FS}}{[\sigma]_F} \right)}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{4 \times 2.43 \times 114000}{0.3(1-0.5 \times 0.3)^2 \times 25^2 \sqrt{3.1^2+1}} (0.006673)} = 2.59\text{mm}.$$

对比计算结果,由齿根弯曲疲劳强度计算的模数 m 大于齿面接触疲劳强度计算的模数,因此取 $m=2.59\text{mm}$ 。

三、几何计算

1. 将模数圆整取标准值 $m=2.5\text{mm}$ 。

2. 计算分度圆直径

$$d_1 = mz_1 = 2.5 \times 25 = 62.5\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2.5 \times 78 = 195\text{mm}$$

3. 节锥距 R

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{1}{2} \sqrt{62.5^2 + 195^2} = 204.8\text{mm}$$

4. 齿宽 b

$$b = \varphi_R R = 0.3 \times 204.8 = 61.4\text{mm}$$

5. 分度圆平均直径

$$d_{m1} = d_1(1-0.5\varphi_R) = 62.5(1-0.5 \times 0.3) = 53.1\text{mm}$$

$$d_{m2} = d_2(1-0.5\varphi_R) = 195(1-0.5 \times 0.3) = 165.75\text{mm}$$

6. 平均模数 m_m

$$m_m = m(1-0.5\varphi_R) = 2.5(1-0.5 \times 0.3) = 2.125\text{mm}$$

例题 12 校验一对直齿圆锥齿轮传动($\Sigma=90^\circ$)所能传递的最大功率 P_1 。已知: $z_1=18, z_2=36, m=2\text{mm}, b=13\text{mm}, n_1=930\text{r/min}$, 由电动机驱动, 单向传动, 工作平稳, 工作寿命为 24000h, 齿轮精度为 8—D_c, 小齿轮悬臂布置。

解:

1. 传动参数及几何计算

(1) 齿数比 $u=i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{18} = 2$

(2) 锥顶角 δ_1 及 δ_2

$$\delta_1 = \text{tg}^{-1} \frac{1}{u} = \text{tg}^{-1} \frac{1}{2} = 26^\circ 33' 54''$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 26^\circ 33' 54'' = 63^\circ 26' 6''$$

(3) 锥齿轮大端直 d_1 及 d_2

$$d_1 = mz_1 = 2 \times 18 = 36\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \times 36 = 72\text{mm}$$

(4) 分度圆锥顶距 R

$$R = \frac{1}{2} \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{1}{2} \sqrt{36^2 + 72^2} = 40.25\text{mm}$$

(5) 齿宽系数 φ_R

$$\varphi_R = \frac{b}{R} = \frac{13}{40.25} = 0.323$$

(6) 平均直径 d_{m1} 及 d_{m2}

$$d_{m1} = (1 - 0.5\varphi_R)d_1 = (1 - 0.5 \times 0.323) \times 36 = 30.186\text{mm}$$

$$d_{m2} = (1 - 0.5\varphi_R)d_2 = (1 - 0.5 \times 0.323) \times 72 = 60.372\text{mm}$$

(7) 全齿高 h

$$h = m + 1.2m = 2 + 1.2 \times 2 = 4.4\text{mm}$$

(8) 当量齿数 Z_{v1} 及 Z_{v2}

$$Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{18}{\cos 26^\circ 33' 54''} = 20.13$$

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{36}{\cos 63^\circ 26' 6''} = 80.5$$

2. 接触疲劳强度能传递的最大功率 P_{H1}

$$\text{由式(4-23)得: } T_1 = \frac{d_1^3 \varphi_R (1 - 0.5\varphi_R)^2 u}{2.92^3 K} \left(\frac{[\sigma]_H}{Z_E} \right)^2 \text{ 及 } P_1 = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6}$$

(1) 确定载荷系数

1) 工况系数 因载荷平稳取 $K_A = 1$;

2) 动载荷系数

$$\text{圆周速度 } v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 30.186 \times 930}{60 \times 1000} = 1.47\text{m/s, 按 } \frac{v z_1}{100} = \frac{1.47 \times 18}{100} = 0.3675, \text{由图}$$

4-1 查得 $K_v = 1.05$;

3) 载荷分配系数 K_{Ha} 取 $K_{Ha} = 1$;

4) 载荷分布系数 $K_\beta = K_{\beta S} + K_{\beta M}$ 。

因 $\varphi_{dm} = \frac{b}{d_{m1}} = \frac{13}{30.186} = 0.43$, 且小齿轮悬臂布置, 由图 4-4a 查得 $K_{\beta S} = 1.22$; 当 $b = 13\text{mm}$ 时, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.16$, 则 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.22 + 0.16 = 1.38 = K_{F\beta}$

$$K = K_A K_v K_\alpha K_{H\beta} = 1 \times 1.05 \times 1 \times 1.38 = 1.449$$

(2) 弹性影响系数 Z_E

由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

(3) 计算许用接触应力

1) 计算接触疲劳极限

材料为 45 号钢, 小齿轮调质 HBS₁260, 大齿轮正火 HBS₂210, 查图 4-13c 得

$$\sigma_{Hlim1} = 710\text{MPa}, \sigma_{Hlim2} = 640\text{MPa}$$

2) 确定安全系数 $S \quad S_H=1$

3) 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jt_h = 60 \times 930 \times 1 \times 24000 = 133.9 \times 10^7$$

$$N_2 = \frac{N_1}{u} = \frac{133.9 \times 10^7}{2} = 66.9 \times 10^7$$

4) 寿命系数 K_N

由图 4-11 查得 $K_{HN_1}=1, K_{HN_2}=1.01$

5) 许用接触应力 $[\sigma]_H$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \times \sigma_{Hlim_1}}{S} = \frac{1 \times 710}{1} = 710 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2} \times \sigma_{Hlim_2}}{S} = \frac{1.01 \times 640}{1} = 646.4 \text{MPa}$$

(4) 计算能传递的最大扭矩 T_{H1} 及功率 P_{H1}

$$T_{H_1} = \frac{d_1^3 \varphi_R (1 - 0.5 \varphi_R)^2 u \left(\frac{[\sigma]_{H_2}}{Z_E} \right)^2}{2.92^3 K} = \frac{36^3 \times 0.323 (1 - 0.5 \times 0.32)^2 \times 2 \left(\frac{646.6}{189.8} \right)^2}{2.92^3 \times 1.449}$$

$$= 2000 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$P_{H_1} = \frac{T_{H_1} n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{2000 \times 930}{9.55 \times 10^6} = 0.2 \text{kW}$$

3. 按弯曲疲劳强度能传递的最大功率 P_{F_1}

由式(4-25)得:

$$T_{F_1} = \frac{m^3 \varphi_R (1 - 0.5 \varphi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2 + 1} \left(\frac{[\sigma]_F}{Y_{Fa} Y_{Sa}} \right)}{4K} \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$P_{F_1} = \frac{T_{F_1} n_1}{9.55 \times 10^6} \text{kW}$$

(1) 确定载荷系数 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta}$

$K_A, K_v, K_{F\beta}$ 均与前相同。其中 K_{Fa} 求法为: 由式(4-3): $K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_a-1)}{4}$

1) 端面重合度 ϵ_a

$$\alpha_{va_1} = \cos^{-1} \frac{z_{v1} \cos \alpha}{z_{v1} + 2h_a^*} = \cos^{-1} \frac{20.13 \times \cos 20^\circ}{20.13 + 2} = \cos^{-1} 0.85222 = 31^\circ 33'$$

$$\alpha_{va_2} = \cos^{-1} \frac{z_{v2} \cos \alpha}{z_{v2} + 2h_a^*} = \cos^{-1} \frac{80.5 \times \cos 20^\circ}{80.5 + 2} = \cos^{-1} 0.91419 = 23^\circ 55'$$

$$\epsilon_{va} = \frac{1}{2\pi} [z_{v1} (\text{tg} \alpha_{v1} - \text{tg} \alpha) + z_{v2} (\text{tg} \alpha_{v2} - \text{tg} \alpha)]$$

$$= \frac{1}{2\pi} [20.13 (\text{tg} 31^\circ 33' - \text{tg} 20^\circ) + 80.5 (\text{tg} 23^\circ 55' - \text{tg} 20^\circ)]$$

$$= \frac{1}{2\pi} [20.13 (0.61400 - 0.36397) + 80.5 (0.44349 - 0.36397)] = 1.82$$

$$2) K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_{va}-1)}{4} = 1 + \frac{(8-5)(1.82-1)}{4} = 1.615$$

$$3) K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.05 \times 1.615 \times 1.38 = 2.34$$

(2) 弯曲强度许用应力

1) 弯曲疲劳强度极限

由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim_1} = 580\text{MPa}$; 由图 4-12b 查得 $\sigma_{Flim_2} = 400\text{MPa}$

2) 寿命系数 K_{FN} $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$ (查图 4-10)

3) 安全系数 取 $S = 1.3$

4) 弯曲强度许用应力

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{NF_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 580}{1.3} = 446.154\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{NF_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 400}{1.3} = 307.7\text{MPa}$$

(3) 齿形系数及应力校正系数 由表 4-5

$$z_{v1} = 20.13 \quad Y_{Fa_1} = 2.80 \quad Y_{Sa_1} = 1.55$$

$$z_{v2} = 80.5 \quad Y_{Fa_2} = 2.22 \quad Y_{Sa_2} = 1.77$$

比较 $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}}$ 与 $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}$ 的大小

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}} = \frac{446.154}{2.80 \times 1.55} = 102.8, \quad \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}} = \frac{307.7}{2.22 \times 1.77} = 138.3$$

(4) 计算

$$\begin{aligned} T_{F_1} &= \frac{m^3 \varphi_R (1 - 0.5 \varphi_R)^2 z_1^2 \sqrt{u^2 + 1}}{4K} \left(\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}} \right) \\ &= \frac{2^3 \times 0.323 (1 - 0.5 \times 0.323)^2 \times 18^2 \sqrt{2^2 + 1}}{4 \times 2.34} \times \frac{307.7}{2.22 \times 1.77} \\ &= 11010.634\text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$P_{F_1} = \frac{T_{F_1} n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{11010.634 \times 930}{9.55 \times 10^6} = 1.0722\text{kW}$$

该直齿圆锥齿轮传动能传递的最大功率为 0.2kW。

§ 4—4 变位齿轮传动的设计计算

一、齿轮的变位修正原理

(一) 齿轮修正问题的提出

标准齿轮有许多优点,因而得到了广泛的应用。但是随着生产的发展,各种机器对齿轮传动性能的要求也日益提高,因而标准齿轮也暴露了许多不足之处。例如:

1. 齿数 $z < z_{min}$ 的齿轮,当用范成法加工时,将发生根切现象。

2. 不适用于中心距 $a' \neq a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$ 的场合,因 $a > a'$ 时,就无法安装,而当 $a < a'$ 时,虽然可以安装,但将产生较大的齿侧间隙(图 4-29),而且重叠系数也随之降低,影响传动的平稳性。

3. 在一对相互啮合的标准齿轮中,由于小齿轮齿廓渐开线的曲率半径较小,齿根厚度也较小,而啮合次数又较多,因而强度较低,同时小齿轮的最大的滑动系数又较大齿轮的大,所以在其他条件相同的情况下,小齿轮容易损坏。

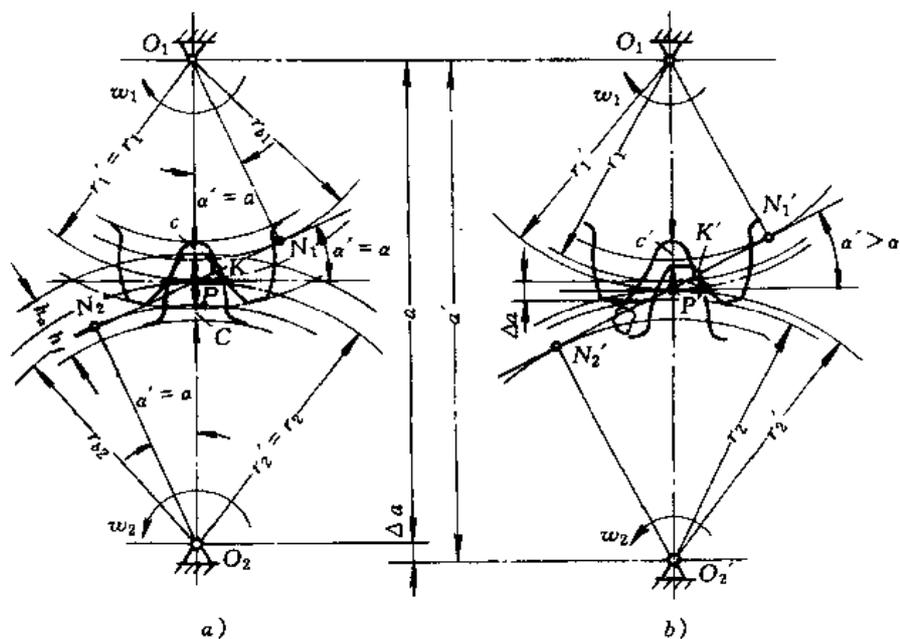


图 4-29 外啮合传动

由于标准齿轮存在上述一些不足之处,因而就需要研究改善齿轮传动性能的方法,以便设计出承载能力大、体积小、重量轻的齿轮机构。为此,必要时应突破标准齿轮的限制,对齿轮进行必要的修正。

(二) 齿轮的变位修正法

现在广泛采用的是所谓变位修正法。为了介绍方便,一般先从制造齿数 $z < z_{\min}$,而又要求不发生根切现象的齿轮问题引出。

1. 标准齿轮不发生根切的最少齿数

用齿条插刀或滚刀加工标准齿轮而不发生根切的最少齿数可以这样求出:如图 4-30 所示,若被切齿轮不产生根切现象,则刀具的齿顶线不得超过 N_1 点,即

$$h_a^* m \leq \overline{N_1 M}$$

$$\text{而 } \overline{N_1 M} = \overline{PN_1} \sin \alpha = r \sin^2 \alpha = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha$$

代入前式并整理后则得

$$z \geq \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

因此

$$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha} \quad (4-24)$$

当 $\alpha = 20^\circ$ 及 $h_a^* = 1$ 时, $z_{\min} = 17$;

$\alpha = 20^\circ$ 及 $h_a^* = 0.8$ 时, $z_{\min} = 14$;

$\alpha = 15^\circ$ 及 $h_a^* = 1$ 时, $z_{\min} = 30$;

$\alpha = 15^\circ$ 及 $h_a^* = 0.8$ 时, $z_{\min} = 24$ 。

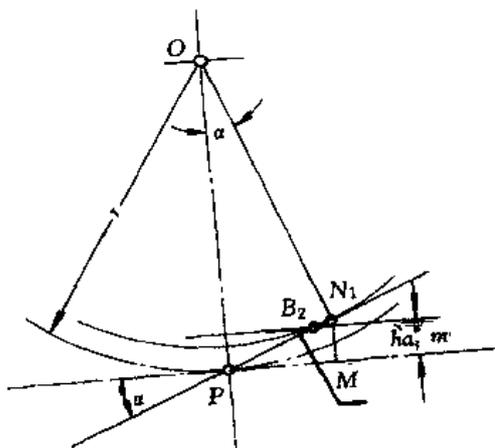


图 4-30 最少齿数的确定

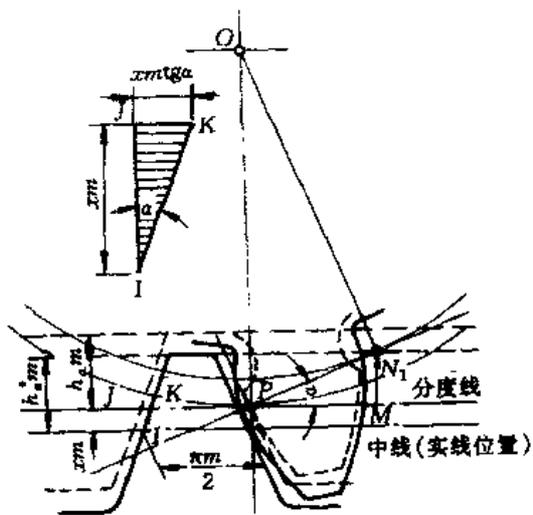


图 4-31 齿轮的变位修正

2. 变位修正

如前所述, 轮齿根切的基本原因是刀具的顶线超过了被切齿轮的啮合极限点 N_1 , 要避免根切, 就得使刀具的顶线不超过 N_1 点, 如图 4-31 所示。要使刀具顶线不超过 N_1 点, 只要改变一下刀具与轮坯的相对位置就行了。也就是将刀具移出一段距离, 而至图中实线所示的位置, 从而使刀具的顶线不再超过 N_1 点, 显然这就不会再发生根切了。这种改变刀具与轮坯的相对位置来切制齿轮的方法, 即所谓变位修正法。而采用这种方法切制的齿轮就称为变位齿轮。

采用变位修正法制造齿轮, 不仅在被切齿轮的齿数 $z < z_{\min}$ 时可以避免根切, 而且与标准齿轮相比, 这样切制出的齿轮, 其齿厚及齿顶与齿根的高度都发生了变化, 因而可以运用这种方法来改善齿轮的传动质量和满足传动方面的其他要求, 而且在切制这种齿轮时, 仍可使用标准刀具, 所以这种方法得到广泛采用。

二、用标准齿条刀具切制变位齿轮的计算基础

(一) 被切齿轮无根切时刀具的最小变位系数

如图 4-32 所示, 切制变位齿轮时, 刀具由标准位置(刀具分度线与被切齿轮分度圆相切处)沿径向移开的距离用 xm 表示, 其中 m 为模数, 而 x 称为径向变位系数。

由图显见, 当被切齿轮的齿数 $z < z_{\min}$ 时, 为了防止根切, 刀具的顶线应移至 N_1 或 N_1 点以下, 即如图 4-33 所示, 应使 $N_1M \geq h_a^* m - xm$, 或

$$xm \geq h_a^* m - N_1M$$

又因 $N_1M = PN_1 \sin \alpha$, 而 $PN_1 = r \sin \alpha = \frac{mz}{2} \sin \alpha$, 故得

$$N_1M = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha$$

将式(b)代入式(a)可得

$$x \geq h_a^* - \frac{z \sin^2 \alpha}{2}$$

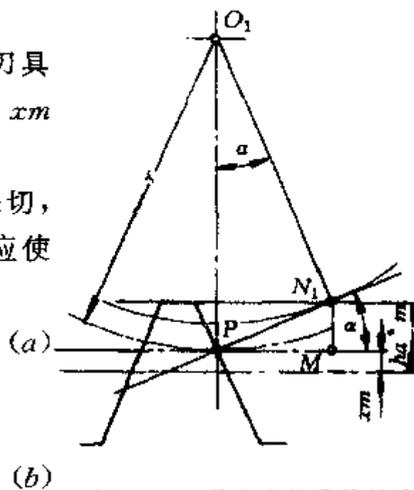


图 4-32 最小变位系数的确定

又由式(4-24)可知, $\frac{\sin^2\alpha}{2} = \frac{h_a^*}{z_{\min}}$, 故最后得

$$x \geq \frac{h_a^*(z_{\min} - z)}{z_{\min}} \quad (4-25)$$

而最小变位系数应为

$$x_{\min} = \frac{h_a^*(z_{\min} - z)}{z_{\min}} \quad (4-26)$$

根据式(4-25)及(4-26)可见, 当被切齿数 $z < z_{\min}$ 时, 变位系数 x 为正值, 这表明为避免被切齿轮发生根切, 刀具应由其标准位置离开轮坯中心向外移出一段距离 xm , 这叫做正变位。而当被切齿轮的齿数 $z > z_{\min}$ 时, 最小变位系数 x_{\min} 为负值, 这表明在此情况下, 如有必要, 即使将刀具由其标准位置向着轮坯的中心移进一段距离 $xm \leq x_{\min}$, 仍不会发生根切, 这叫做负变位。

这里应该指出: 若仅从避免根切的角度来考虑, 当算出的变位系数为正时, 就必须采用正变位; 当算出的变位系数为负时, 则采用正变位、负变位或不变位均可。

(二)变位齿轮的几何尺寸

1. 齿厚与齿高

变位齿轮与标准齿轮相比, 其齿厚、齿间宽、齿顶高及齿根高都发生了变化。如图 4-32 所示, 当采用正变位时, 由于刀具在节线上的齿宽较其分度线上的齿间宽增加了 $2KJ$, 所以与刀具节线(即机床节线)作纯滚动的被切齿轮分度圆上的齿厚也增加了 $2KJ$ 。又由 $\triangle IJK$ 可知, $KJ = xmtg\alpha$, 因此正变位齿轮的齿厚 S 为

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi m}{2} + 2KJ = \frac{\pi m}{2} + 2xmtg\alpha = m\left(\frac{\pi}{2} + 2xtg\alpha\right) \\ &= m\left(\frac{\pi}{2} + \Delta_s\right) \end{aligned} \quad (4-27)$$

式中 $\Delta_s = 2xtg\alpha$ 称为齿轮在分度圆上的齿厚增量系数。

变位齿轮的齿间宽为

$$e = \frac{\pi m}{2} - 2KJ = \frac{\pi m}{2} - 2xmtg\alpha = m\left(\frac{\pi}{2} - \Delta_s\right) \quad (4-28)$$

又如图所示, 采用正变位切制的齿轮, 其齿根高较标准齿轮的齿根高减小了 xm , 而齿顶高则较标准齿轮的齿顶高增加了 xm , 至于具体的增量, 则视轮坯齿顶圆的大小而定。而为了保证齿全高不变, 即仍为 $h = (2h_a^* + c^*)m$, 显然正变位齿轮的齿顶圆半径比标准齿轮的齿顶圆半径增大 xm 。这样, 在切制该正变位齿轮时, 如仍以齿顶圆对刀, 则当总进刀量为全齿高 h 时, 刀具的分度线与轮坯分度圆之间的距离恰为 xm 。这就相当于将刀具由标准位置离开轮坯的中心往外移动了 xm 的距离。若切制负变位齿轮时, 其情况与上述相反。这时应将正变位时的变位系数反号, 即可求得其齿厚、齿间宽、齿顶高和齿根高的值。

2. 公法线长度

如上所述, 变位齿轮与标准齿轮相比, 其齿厚已发生了变化, 因而导致其公法线长度也发生了变化。其计算公式可见表 4-14 所列的公式。

(三)变位齿轮的啮合传动

1. 无侧隙啮合方程式

当一对齿轮传动时, 为了使相互的齿廓间形成油膜及避免轮齿因摩擦发热而膨胀所引起

的挤轧现象,故必须留有一定的齿侧间隙。由于这种间隙很小,一般是由制造公差来保证的。故在计算齿轮的公称尺寸时,都是按无侧隙啮合来考虑的。而欲使两齿轮啮合传动时没有侧隙,则显然一个齿轮的节圆齿厚 s' 应等于另一齿轮节圆上的齿间宽 e' ,即 $s'_1=e'_2$ 及 $s'_2=e'_1$ 。这个条件,对于一对标准齿轮来说,当其按标准中心距安装时,可以自然地得到满足,因为这时两齿轮的节圆均与其分度圆重合,而 $s'_1=s_1; e'_1=e_1; s'_2=s_2; e'_2=e_2$,而且均等于 $\frac{\pi m}{2}$ 。

下面分析一对变位齿轮啮合传动时,如何满足无侧隙啮合条件。

根据上述条件可知,两轮节圆上的周节为

$$p' = s'_1 + e'_1 = s'_2 + e'_2 = s'_1 + s'_2$$

两轮节圆上的齿厚各为

$$s'_1 = s_1 \frac{r'_1}{r_1} - 2r'_1(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$$

$$s'_2 = s_2 \frac{r'_2}{r_2} - 2r'_2(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)$$

式中 $s_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \text{tg}\alpha \right)$

$$s_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \text{tg}\alpha \right)$$

又 $\frac{r'_1}{r} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}, \frac{r'_2}{r_2} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}, \frac{p'_1}{p} = \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$

故 $p' = s'_1 + s'_2$ 可改写为

$$p \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} = s_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} + 2r_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} (\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha') + s_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} + 2r_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} (\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha')$$

或 $p = s_1 + 2r_1(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha') + s_2 + 2r_2(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha')$

亦即 $xm = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \text{tg}\alpha \right) + 2r_1(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha') + m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \text{tg}\alpha \right) + 2r_2(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha')$
 $= xm + 2m \text{tg}\alpha(x_1 + x_2) + 2(r_1 + r_2)(\text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha')$

或 $2(r_1 + r_2)\text{inv}\alpha' = 2m \text{tg}\alpha(x_1 + x_2) + 2(r_1 + r_2)\text{inv}\alpha$

在上式中分别以 $\frac{mz_1}{2}$ 及 $\frac{mz_2}{2}$ 代替 r_1 及 r_2 ,并加整理,最后可得

$$\text{inv}\alpha' = \frac{2\text{tg}\alpha(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} + \text{inv}\alpha = \frac{\Delta_{g1} + \Delta_{g2}}{z_1 + z_2} + \text{inv}\alpha \quad (4-29)$$

上式称为齿轮的无侧隙啮合方程式。该式表明:若两轮的变位系数之和 $(x_1 + x_2)$ 不等于零,则两轮的啮合角 α' 就不等于其压力角 α ,这说明此时两轮的节圆与其分度圆不重合,即两轮的分度圆或者分离,或者相交。因而此时两轮的中心距也就不等于标准中心距了。

2. 分度圆分离系数 y

设两轮的中心距 a' 与其标准中心距 a 之差为 ym (其中 y 称为分度圆分离系数, m 为模数),当两轮为无侧隙啮合时, y 的值可如下求出:

因 $ym = a' - a - (r'_1 + r'_2) - (r_1 + r_2) = (r_1 + r_2) \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - (r_1 + r_2)$
 $= (r_1 + r_2) \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 \right) = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 \right)$

故 $y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 \right) = \frac{z_1 + z_2}{\cos\alpha'} \sin \frac{\alpha' + \alpha}{2} \sin \frac{\alpha' - \alpha}{2}$ (4-30)

$$\text{而} \quad \cos\alpha' = \frac{z_1 + z_2}{z_1 + z_2 + 2y} \cos\alpha \quad (4-31)$$

式(4-30)称为分度圆分离系数方程式,或简称分离系数方程式。当啮合角 α' 为已知时,即可由该式求出 y ,反之若 y 为已知时,则可由式(4-31)求出啮合角 α' 。

3. 变位齿轮传动的中心距 a' 与齿轮的齿顶高变动系数 σ

如上所述,当使两轮无侧隙啮合时,其中心距 a' 应等于

$$a' = a + ym = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) + ym$$

即两轮分度圆之间的距离应为 ym 。但从另一方面看,为了保持两轮之间具有标准的顶隙 $c = c^*m$ 时,则两轮的齿顶高为:

$$\begin{aligned} a'' &= r_{a1} + c + r_{f2} = r_1 + h_{a1} + c + r_2 - h_{f2} \\ &= r_1 + r_2 + (h_a^* + x_1)m + c^*m - (h_a^* + c^* - x_2)m \\ &= r_1 + r_2 + (x_1 + x_2)m = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) + (x_1 + x_2)m \end{aligned} \quad (4-32)$$

上式表明,为了保持标准的顶隙,则两轮分度圆之间的距离应为 $(x_1 + x_2)m$ 。显然,如果既要满足无侧隙啮合,又要保证标准顶隙,则须使 $a' = a''$,亦即使 $y = x_1 + x_2$ 。但实际上 $(x_1 + x_2) > y$,即 $a'' > a'$ 。这时如果两轮按中心距 a' 安装,则只能保证无侧隙啮合的条件,而不能保证标准的顶隙(此时顶隙将较标准值小);而如果两轮按中心距 a'' 安装,则标准顶隙的条件虽然满足了,却又不能保证无侧隙啮合。设计时解决这个矛盾的办法是使两轮按无侧隙时的中心距 a' 安装,同时将两轮的齿顶减短一些,以满足标准的要求。现设齿顶的减短量以 σm 表示(σ 称为齿顶高变动系数,而 m 为模数),其值可由下式求出:

$$\sigma m = a'' - a' = (x_1 + x_2)m - ym$$

$$\text{或} \quad \sigma = (x_1 + x_2) - y \quad (4-33)$$

(四)用齿条刀切制的变位齿轮的传动类型、特点及计算公式

1. 变位齿轮传动的类型和特点

按照相互啮合的两齿轮的变位系数 x_1 和 x_2 之值的几种不同情况,可将齿轮传动分为三种基本类型:

(a)标准齿轮传动(或称第一类零传动)

$$x_1 + x_2 = 0; \text{且 } x_1 = x_2 = 0$$

(b)等移距变位齿轮传动

$$x_1 + x_2 = 0; \text{且 } x_1 = -x_2$$

(c)不等移距变位齿轮传动

$$x_1 + x_2 \neq 0$$

(1)标准齿轮传动

①标准齿轮传动的齿数条件 标准齿轮也可视为变位系数 $x=0$ 的变位齿轮。现因两齿轮的变位系数 $x_1 = x_2 = 0$,所以为了避免根切,两齿轮的齿数都必须大于最少齿数,即

$$z_1 > z_{\min}, z_2 > z_{\min}$$

②标准齿轮传动的啮合角,分离系数与齿顶高变动系数

根据无侧隙啮合方程式 $\text{inv}\alpha' = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha$

由于 $x_1 + x_2 = 0$, 故 $\alpha' = \alpha$

而由分离系数方程式 $y = \frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha'} \sin \frac{\alpha' + \alpha}{2} \sin \frac{\alpha' - \alpha}{2}$ 可知, 当 $\alpha' = \alpha$ 时, $y = 0$

又由式 $\sigma = x_1 + x_2 - y$ 可知, $\sigma = 0$

即当两标准齿轮无侧隙啮合时, 其中心距等于标准中心距, 其啮合角 α' 等于分度圆压力角 α , 即分度圆与节圆重合, 其中心距为两分度圆半径之和。

(2) 等移距变位齿轮传动(又称高度变位齿轮传动)

1) 等移距变位的齿数条件 等移距变位齿轮的变位系数, 既然是一正一负, 显然小齿轮应采用正变位, 而大齿轮采用负变位, 并应同时保证大、小齿轮不发生根切。为此, 须使

$$x_1 \geq \frac{h_a^* (z_{\min} - z_1)}{z_{\min}}; \quad x_2 \geq \frac{h_a^* (z_{\min} - z_2)}{z_{\min}}$$

两式相加, 并设 $h_a^* = 1$, 则

$$x_1 + x_2 \geq \frac{2z_{\min} - (z_1 + z_2)}{z_{\min}}$$

又因 $x_1 + x_2 = 0$, 故得

$$z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}$$

可见两齿轮采用等移距变位时, 其齿数之和必须大于或至少等于最少齿数的两倍。

2) 等移距变位齿轮传动的啮合角, 分离系数和齿顶高变动系数均与标准齿轮传动一样, 由于 $x_1 + x_2 = 0$, 故等移距变位齿轮传动也是

$$\alpha' = \alpha; y = 0; \sigma = 0$$

3) 等移距变位齿轮传动的优点

①可制造少于 z_{\min} 而无根切的齿轮, 所以当传动比一定时, 两轮齿数之和可相应地减少, 这就使整个机构的尺寸和重量减小。

②可以改善齿轮的磨损情况 因为等移距变位, 小齿轮的齿顶圆半径增大了 $x_1 m$, 大齿轮的齿顶圆半径减小了 $x_2 m$, 从而使大、小齿轮齿根最大滑动系数相等, 因而大、小齿轮磨损情况改善了。

③小齿轮正变位大齿轮负变位, 合理地调整两轮的齿根厚, 使两轮有相等的抗弯强度。

④可保证得到标准中心距, 即 $a' = a = \frac{1}{2} m (z_1 + z_2)$

4) 等移距变位齿轮传动, 也有以下一些缺点:

①必须成对地设计、制造和使用, 因此互换性较差。

②重叠系数 ϵ_α 略有减小。

(3) 不等移距变位齿轮传动(又称角度变位齿轮传动)

在这类传动中, 如两轮变位系数之和大于零, 即 $x_1 + x_2 > 0$, 则称为正传动。如两轮变位系数之和小于零, 即 $x_1 + x_2 < 0$, 称为负传动。现分述如下:

(a) 正传动

1) 正传动的齿数条件 由于 $x_1 + x_2 > 0$, 所以两轮齿数之和可以小于或等于 $2z_{\min}$, 也可以大于 $2z_{\min}$ 。

2) 正传动的啮合角, 分离系数和齿顶高变动系数 由于 $x_1 + x_2 > 0$, 故根据式(4-29)、(4-30)及(4-33)可有:

$$a' > a; y > 0; \sigma > 0$$

即在正传动中,其中心距 a' 大于标准中心距 a , 啮合角 α' 大于分度圆压力角 α 。又由于 $\sigma > 0$, 故两轮的齿全高都比标准齿轮减短 σm mm。

3) 正传动的优点:

- ①可以减小齿轮机构的尺寸。
- ②可以减轻轮齿的磨损。
- ③可以提高传动的弯曲强度和接触强度。
- ④适当地选择变位系数 x_1 和 x_2 , 可以凑配给定中心距。

正传动也有以下一些缺点:

- 1) 需成对设计制造和应用, 所以互换性较差。
- 2) 重叠系数 ϵ_a 减少较多。

(b) 负传动

1) 负传动的齿数条件 由于 $x_1 + x_2 < 0$, 故仿前可得负传动的齿数条件为 $z_1 + z_2 > 2z_{\min}$ 。

2) 负传动的啮合角, 分离系数和齿顶高变动系数 在负传动中, 因为 $x_1 + x_2 < 0$, 故根据式(4—29)、(4—30)及(4—33)可知:

$$a' < a; y < 0; \sigma > 0$$

即在负传动中,其中心距 a' 较标准中心距 a 小, 啮合角 α' 小于分度圆压力角 α 。又因 $\sigma > 0$, 故与正传动时相同, 负传动的两齿轮的齿全高也较标准齿轮减短 σm mm。

3) 负传动优点:

- ①适当地选择变位系数 x_1 及 x_2 , 可满足设计的中心距要求。
- ②重叠系数 ϵ_a 略有增加。

4) 负传动有以下的缺点:

- ①须成对设计制造和使用, 故互换性较差。
- ②轮齿的磨损加剧。
- ③轮齿的弯曲强度和接触强度均有所降低。

比较上述的各类传动, 可以看出正传动的优点较多, 传动质量较高, 所以在一般情况下, 应多采用正传动。负传动缺点较多, 一般只是在凑配中心距或在不得已的情况下才采用。

2. 计算公式

为了计算方便, 将外啮合直齿圆柱齿轮传动几何尺寸的计算公式列表如下:

表 4-14 外啮合直齿圆柱齿轮传动几何尺寸的计算公式

名 称	符 号	计 算 公 式	
		小 轮	大 轮
已知条件		$m, a, z_1, h_a^*, x_1, x_2$ 或 $m, a, z_1, z_2, h_a^*, a'$	
啮合角	α'	$\text{inv}\alpha' - \frac{2(x_1+x_2)}{z_1+z_2}\text{tg}\alpha + \text{inv}\alpha$ 或 $\cos\alpha' = \frac{a}{a'}\cos\alpha$	
中心距变动系数	y	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_1+z_2}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 \right)$	
齿顶高变动系数	σ	$\sigma = x_1 + x_2 - y$	
标准中心距	a	$a = r_1 + r_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$	
分度圆直径	d	$d_1 = mz_1$	$d_2 = mz_2$
基圆直径	d_b	$d_{b1} = d \cos\alpha = mz_1 \cos\alpha$	$d_{b2} = d_2 \cos\alpha = mz_2 \cos\alpha$
齿距(周节)	p	$p = \pi m$	
齿顶高	h_a	$h_{a1} = m(h_a^* + x_1 - \sigma)$	$h_{a2} = m(h_a^* + x_2 - \sigma)$
齿根高	h_f	$h_{f1} = m(h_a^* - c^* - x_1)$	$h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2)$
齿全高	h	$h = m(2h_a^* + c^* - \sigma)$	
齿顶圆直径	d_a	$d_{a1} = m(z_1 + 2h_a^* + 2c^* - 2\sigma)$	$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2c^* - 2\sigma)$
齿根圆直径	d_f	$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_1)$	$d_{f2} = m(z_2 - 2h_a^* - 2c^* + 2x_2)$
分度圆齿厚	s	$s_1 = \frac{\pi m}{2} + 2x_1 m \text{tg}\alpha$	$s_2 = \frac{\pi m}{2} + 2x_2 m \text{tg}\alpha$
节圆直径	d'	$d'_1 = d_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} = mz_1 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$	$d'_2 = d_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} = mz_2 \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'}$
最少齿数	z_{\min}	$z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2\alpha}$	
变位系数	x	$x = h_a^* \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}$	
齿顶圆齿厚	s_a	$s_a = s \frac{d_a}{d} - d_a(\text{inv}\alpha_a - \text{inv}\alpha)$	
齿顶圆压力角	α_a	$\alpha_a = \arccos \frac{d_b}{d_a}$	
公法线长度跨齿数	n	当压力角为 20° 时, $n = 0.111z + 0.5$	
		当压力角为 15° 时, $n = 0.083z + 0.5$	
公法线长度	w	当压力角为 20° 时, $m[2.952(n - 0.5) + 0.014z]$	
		当压力角为 15° 时, $m[3.045(n - 0.5) + 0.00594z]$	

注:表中公式对标准齿轮传动: $x_1 = x_2 = 0, a' = a, a' = a, y = 0, \sigma = 0$; 对高度传动: $x_1 = -x_2, a' = a, y = 0, \sigma = 0$ 。

表 4-15 外啮合斜齿圆柱齿轮传动的几何尺寸计算公式

序号	名称	符号	公 式
1	已知参数		$m_n, \alpha_n, z_1, z_2, h_{an}^*, x_{n1}, x_{n2}, \beta$ 或 $m_n, \alpha_n, z_1, z_2, h_{an}^*, a', \beta$
2	端面模数	m_t	$m_t = m_n / \cos \beta$
3	端面压力角	α_t	$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \beta$
4	端面齿顶高系数	h_{at}^*	$h_{at}^* = h_{an}^* \cos \beta$
5	端面变位系数	x_t	$x_t = x_n \cos \beta$
6	当量齿数	z_v	$z_v = z / \cos^3 \beta$
7	啮合角	α'_t	$\operatorname{inv} \alpha'_t = \operatorname{inv} \alpha_n + \frac{2(x_{n1} + x_{n2})}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_n$ 或 $\cos \alpha'_t = \frac{a}{a'} \cos \alpha_n$
8	中心距变动系数	y_t	$y_t = \frac{a' - a}{m_t} - \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_n} - 1 \right)$
9	中心距	a'	$a' = a \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha'_t}$ 或 $a' = a + y_t m_t$
10	齿顶高变动系数	σ_t	$\sigma_t = x_{n1} + x_{n2} - y_t$
11	标准中心距	a	$a = r_1 + r_2 = \frac{m_t}{2} (z_1 + z_2)$
12	分度圆直径	d	$d = m_t z$
13	基圆直径	d_b	$d_b = m_t z \cos \alpha_n$
14	端面齿距	p_t	$p_t = \pi m_t$
15	齿顶高	h_a	$h_a = (h_{an}^* + x_n) m_n - \sigma_t m_t$
16	齿根高	h_f	$h_f = (h_{an}^* + c_n^* - x_n) m_n$
17	齿全高	h	$h = (2h_{an}^* + c_n^*) m_n - \sigma_t m_t$
18	顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2(h_{an}^* + x_n) m_n - 2\sigma_t m_t$
19	根圆直径	d_f	$d_f = d - 2(h_{an}^* + c_n^* - x_n) m_n$
20	节圆直径	d'	$d' = d \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha'_t}$

注：对标准传动，因 $x_{n1} = x_{n2} = 0$ ，故公式中 $\alpha'_t = \alpha_n, a' = a, \sigma_t = 0, d' = d$ 。

3. 变位齿轮几何尺寸的简化计算

由上面分析，通过三角函数和渐开线函数运算，而且要求计算结果达到 0.01mm 的精度，故计算比较费时。为了简化计算，除按表 4-13、表 4-14 及表 4-15 外，还可利用表 4-16 或表 4-17(内插法)查出，达到需要的计算精度。

表 4-16 是用以上各式简化得：

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \right)$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right) = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{a'}{a} - 1 \right)$$

$$\sigma = x_1 + x_2 - y$$

$$\left. \begin{aligned} x_0 &= \frac{\operatorname{inva}' - \operatorname{inva}}{\operatorname{tga}} \\ y_0 &= \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha'} - 1 = \frac{a'}{a} - 1 \\ \sigma_0 &= x_0 - y_0 \end{aligned} \right\} \quad (4-32)$$

$$\left. \begin{aligned} x_1 + x_2 &= \frac{z_1 + z_2}{2} x_0 \\ y &= \frac{z_1 + z_2}{2} y_0 \\ \sigma &= \frac{z_1 + z_2}{2} \sigma_0 \end{aligned} \right\} \quad (4-33)$$

由式(4-32)可见,当压力角 α 为一定时(例如 $\alpha=20^\circ$), x_0 、 y_0 、 σ_0 都是只与 α 有简单的函数关系,因此取 $\alpha=20^\circ$,可列成如表4-16所示的 $\alpha-y_0-x_0-\sigma_0$ 表,供计算时使用。

表4-17a是已知中心距 a' 时使用,查表前先按式(4-30)求出 y ,再由 $\frac{100y}{z_1+z_2}$ 从表中查出 $\frac{100\sigma}{y}$ 求出 σ 和 a' ,然后由式(4-33)求出 x_1+x_2 。表4-17b是已知 x_1+x_2 时使用,查表前先求出 $100\frac{x_1+x_2}{z_1+z_2}$,再从表中查出 $100\frac{\sigma}{x_1+x_2}$ (即可求出 σ)和 a' ,然后再由式(4-33)求出 y 和由式(4-30)求出中心距 a' 。

表4-16 $\alpha-y_0-x_0-\sigma_0$ 表

分	16°			17°			18°			19°		
	y_0	x_0	σ_0									
0	-0.02244	-0.02036	0.00208	-0.01737	-0.01615	0.00122	-0.01195	-0.01139	0.00056	-0.00616	-0.00601	0.00015
1	236	030	206	728	608	120	186	130	055	606	592	014
2	227	023	204	720	600	119	176	122	054	596	582	014
3	219	016	203	711	593	118	167	113	054	586	573	013
4	211	010	201	702	585	117	157	104	053	576	563	013
5	203	003	200	693	578	116	148	096	052	566	554	012
6	195	-0.01997	198	685	570	115	139	087	052	556	544	012
7	186	990	196	676	563	113	129	079	051	546	535	011
8	178	983	195	667	555	112	120	070	050	536	525	011
9	170	977	193	658	547	111	110	062	049	526	515	011
10	-0.02162	-0.01970	0.00192	-0.01649	-0.01540	0.00109	-0.01101	-0.01053	0.00048	-0.00516	-0.00506	0.00010
11	154	963	191	640	532	108	092	045	047	506	496	010
12	145	956	189	632	525	107	082	036	046	496	486	010
13	137	950	187	623	517	106	073	027	045	486	477	009
14	129	943	186	614	509	105	063	019	044	476	467	009
15	120	936	184	605	502	103	054	010	044	466	457	009
16	112	929	183	596	494	102	044	001	043	456	448	008

续表

分	16°			17°			18°			19°				
	y_0	x_0	σ_0											
17	104	922	182	587	486	101	035	-0.00993	042	445	438	007		
18	095	916	179	578	478	100	025		984	041	435	007		
19	087	909	178	569	470	099	016		975	041	425	007		
20	-0.02079	-0.01902	0.00177	-0.01560	-0.01463	0.00097	-0.01006	-0.00966	0.00040	-0.00415	-0.00408	0.00037		
21	070	895	175	551	455	096	-0.00997		958	039	405	398	007	
22	062	888	174	542	447	095			987	949	038	395	389	006
23	054	881	173	533	439	094			977	940	037	384	379	005
24	045	874	171	525	431	093			968	931	037	374	369	005
25	037	867	170	516	424	092			958	922	036	364	359	005
26	029	860	169	507	416	091			949	913	036	354	349	005
27	020	853	167	498	408	090			939	904	035	344	339	005
28	012	847	165	489	400	089			929	896	034	333	329	004
29	003	839	164	479	392	087			920	887	033	323	319	004
30	-0.01995	-0.01833	0.00162	-0.01471	-0.01384	0.00086	-0.00910	-0.00878	0.00032	-0.00313	-0.00309	0.00034		
31	986	825	161	461	376	085			900	869	031	303	299	004
32	978	819	159	452	368	084			891	860	031	292	289	004
33	970	811	158	443	360	083			881	851	030	282	279	003
34	961	804	157	434	352	082			872	842	030	272	269	003
35	953	797	156	425	344	081			862	833	029	261	259	002
36	944	790	154	416	336	080			852	824	028	251	249	002
37	935	783	152	407	328	079			842	815	027	241	238	002
38	927	776	151	398	320	078			833	806	027	230	228	002
39	918	769	149	389	312	077			823	797	026	220	218	002
40	-0.01910	-0.01762	0.00148	-0.01380	-0.01304	0.00076	-0.00813	-0.00787	0.00025	-0.00210	-0.00208	0.00002		
41	901	755	146	370	296	074			803	778	025	199	198	001
42	893	747	145	361	288	073			794	769	025	189	187	001
43	884	740	144	352	280	072			784	760	024	178	177	001
44	876	733	143	343	271	072			774	751	023	168	167	001
45	867	726	141	334	263	071			764	742	022	158	157	001
46	858	718	140	325	255	070			755	732	022	147	146	001
47	850	711	139	315	247	068			745	723	022	137	136	001
48	841	704	137	306	239	067			735	714	021	126	126	000
49	833	697	136	297	230	067			725	704	021	116	115	000

续表

分	16°			17°			18°			19°		
	y_0	x_0	σ_0									
50	-0.01824	-0.01689	0.00135	-0.01288	-0.01222	0.00066	-0.00715	-0.00695	0.00020	-0.00105	-0.00105	0.00000
51	815	682	133	278	214	065	705	686	020	095	095	000
52	807	675	132	269	205	064	696	677	019	084	084	000
53	798	667	131	260	197	063	686	667	019	074	074	000
54	789	660	129	251	189	062	676	658	018	063	063	000
55	781	653	128	241	180	061	666	649	017	053	052	000
56	772	645	127	232	172	060	656	639	017	042	042	000
57	763	638	125	223	164	059	646	630	016	032	032	000
58	755	630	124	214	155	058	636	620	016	021	021	000
59	746	623	123	204	147	057	626	611	015	011	010	000
60	-0.01737	-0.01615	0.00122	-0.01195	-0.01139	0.00056	-0.00616	-0.00601	0.00015	-0.00000	-0.00000	0.00000

续表

分	20°			21°			22°			23°		
	y_0	x_0	σ_0									
0	0.00000	0.00000	0.00000	0.00655	0.00671	0.00016	0.01349	0.01415	0.00066	0.02085	0.02238	0.00153
1	011	011	000	666	683	017	361	428	067	097	252	155
2	021	021	000	677	694	017	373	441	068	110	367	157
3	032	032	000	689	706	017	385	454	069	122	281	159
4	042	043	000	700	718	018	397	467	070	135	296	161
5	053	053	000	711	730	019	409	480	071	148	310	162
6	064	064	000	722	742	020	421	494	073	160	325	165
7	075	075	000	734	754	020	433	507	074	173	339	166
8	085	086	000	745	766	021	445	520	075	186	354	168
9	096	096	000	756	778	022	457	533	076	198	368	170
10	0.00106	0.00107	0.00001	0.00768	0.00789	0.00022	0.01469	0.01547	0.00078	0.02211	0.02383	0.00172
11	117	118	001	779	801	023	481	560	079	224	398	174
12	128	129	001	790	814	023	493	573	080	237	412	175
13	139	139	001	802	825	024	505	586	081	249	427	178
14	149	150	001	813	837	024	517	600	083	262	442	180
15	160	161	001	825	850	025	529	613	084	275	457	182
16	171	172	001	836	862	026	541	627	086	288	471	183
17	182	183	001	847	874	027	553	640	087	301	486	185
18	192	194	002	859	886	027	565	653	088	313	501	188

续表

分	20°			21°			22°			23°		
	y_0	x_0	σ_0									
19	203	205	002	870	898	028	578	667	089	326	516	190
20	0.00214	0.00216	0.00002	0.00882	0.00910	0.00029	0.01590	0.01680	0.00090	0.02339	0.02530	0.00191
21	225	227	002	893	923	030	602	694	092	352	546	194
22	236	238	002	905	935	030	614	707	093	365	560	195
23	246	249	003	916	947	031	626	721	095	378	575	197
24	257	260	003	928	959	032	638	735	097	390	590	200
25	268	271	003	939	972	033	651	748	098	403	605	202
26	279	282	003	951	984	033	663	762	099	416	620	204
27	290	293	003	962	996	034	675	775	100	429	635	206
28	301	304	003	974	0.01009	035	687	789	102	442	650	208
29	312	315	003	985	021	036	699	803	104	455	665	210
30	0.00323	0.00326	0.00003	0.00997	0.01033	0.00036	0.01712	0.01816	0.00105	0.02468	0.02681	0.00213
31	334	338	004	0.01009	046	037	724	830	106	481	696	215
32	344	349	005	020	058	038	736	844	108	494	711	217
33	355	360	005	032	070	039	749	858	109	507	726	219
34	366	371	005	043	083	040	761	871	110	520	740	221
35	377	383	006	055	095	040	773	885	112	533	756	223
36	388	394	006	067	108	041	785	899	114	546	772	226
37	399	405	006	078	121	042	798	913	115	559	787	228
38	410	417	007	090	133	043	810	927	117	572	802	230
39	421	428	007	102	046	044	822	941	119	585	818	233
40	0.00432	0.00439	0.00007	0.01113	0.01158	0.00045	0.01835	0.01955	0.00120	0.02598	0.02833	0.00235
41	443	451	008	125	171	046	847	968	121	611	848	237
42	454	462	008	137	184	047	860	982	122	624	863	239
43	465	473	008	148	196	048	872	996	124	638	879	241
44	476	485	009	160	209	049	884	0.02010	126	651	895	244
45	487	496	009	172	222	050	897	024	127	664	910	246
46	499	508	009	184	235	051	909	039	130	677	925	248
47	510	519	009	195	247	052	922	053	131	690	941	251
48	521	531	010	207	260	053	934	067	133	703	956	253
49	532	542	010	219	273	054	947	081	134	716	972	256
50	0.00543	0.00554	0.00011	0.01231	0.01286	0.00055	0.01959	0.02095	0.00136	0.02730	0.02988	0.00258
51	553	565	011	243	299	056	972	109	138	743	0.03003	260

续表

分	20°			21°			22°			23°		
	y_0	x_0	σ_0									
52	565	577	012	254	311	057	984	124	140	756	019	263
53	576	589	013	266	324	058	997	138	141	769	034	265
54	588	600	013	278	337	059	0.02009	152	143	783	050	267
55	599	612	013	290	350	060	022	166	144	796	066	270
56	610	624	014	302	363	061	034	180	146	809	082	273
57	621	636	015	314	376	062	047	195	148	822	097	275
58	632	647	015	325	389	064	059	209	150	836	113	277
59	644	659	015	337	402	065	072	224	152	849	129	280
60	0.00655	0.00671	0.00016	0.01349	0.01415	0.00066	0.02085	0.02238	0.00153	0.02862	0.03145	0.00283

续表

分	24°			25°			26°			27°		
	y_0	x_0	σ_0									
0	0.02862	0.03145	0.00283	0.03684	0.04141	0.00457	0.04550	0.5232	0.00682	0.05464	0.06424	0.00960
1	876	160	285	698	158	460	565	251	686	480	445	965
2	889	176	287	712	176	464	580	270	690	496	466	970
3	902	192	290	726	193	467	595	289	694	511	487	976
4	916	208	292	740	211	471	610	308	698	527	508	981
5	929	224	295	754	228	474	625	327	702	543	529	987
6	942	240	298	768	246	478	640	347	707	558	549	991
7	956	256	300	782	263	481	655	366	711	574	570	996
8	969	272	303	797	281	484	670	385	715	590	591	0.01001
9	983	288	305	811	298	487	685	404	719	605	612	007
10	0.02996	0.03304	0.00308	0.03825	0.04316	0.00491	0.04699	0.05424	0.00725	0.05621	0.06633	0.01012
11	0.03010	320	310	839	334	495	714	443	729	637	654	017
12	023	337	314	853	351	498	729	462	733	653	676	023
13	036	353	317	868	369	501	744	482	738	669	697	028
14	050	369	319	882	387	505	759	501	742	684	718	034
15	063	385	321	896	405	509	774	521	747	700	739	039
16	077	401	324	910	422	512	789	540	751	716	760	044
17	090	418	328	925	440	515	805	559	754	732	781	049
18	104	434	330	939	458	519	820	579	759	748	803	055
19	118	450	332	953	476	523	835	598	763	764	824	060
20	0.03131	0.03467	0.00336	0.03967	0.04494	0.00527	0.04850	0.05618	0.00768	0.05780	0.06845	0.01065
21	145	483	338	982	512	530	865	638	773	795	867	072

续表

分	24°			25°			26°			27°			
	y_0	x_0	σ_0										
22	158	499	341		996	530	534	880	657	777	811	888	077
23	172	516	344	0.04011	548	537	895	677	782	827	909	082	
24	185	532	347	025	566	541	910	696	786	843	931	088	
25	199	549	350	039	584	545	925	716	791	859	953	094	
26	213	565	352	054	602	548	941	736	795	875	974	099	
27	226	582	356	068	620	552	956	756	800	891	996	105	
28	240	598	358	082	638	556	971	776	805	907	0.07017	110	
29	254	615	361	097	656	559	986	795	809	923	039	116	
30	0.03267	0.03631	0.00364	0.04111	0.04674	0.00563	0.05001	0.05815	0.00814	0.05939	0.07061	0.01122	
31	281	648	367	126	692	566	017	835	818	955	082	127	
32	295	665	370	140	711	571	032	855	823	971	104	133	
33	309	681	372	155	729	574	047	875	828	987	126	139	
34	322	698	376	169	747	578	062	895	833	0.06004	147	143	
35	336	715	379	184	766	582	078	915	837	020	169	149	
36	350	731	381	198	784	586	093	935	842	036	191	155	
37	364	748	384	213	802	589	108	955	847	052	213	161	
38	377	765	388	227	820	593	124	975	851	068	235	167	
39	391	782	391	242	839	597	139	995	856	084	257	173	
40	0.03405	0.03798	0.00393	0.04256	0.04857	0.00601	0.05154	0.06015	0.00861	0.06100	0.07278	0.01178	
41	419	815	396	271	876	605	170	035	865	117	300	183	
42	433	832	399	286	894	608	185	056	871	133	323	190	
43	446	849	403	300	913	613	200	076	876	149	345	196	
44	460	866	406	315	931	616	216	096	880	165	367	202	
45	474	883	409	329	950	621	231	117	886	181	389	208	
46	488	900	412	344	969	625	247	137	890	198	411	213	
47	502	917	415	359	987	628	262	157	895	214	433	219	
48	516	934	418	373	0.05006	633	278	177	899	230	455	225	
49	530	951	421	388	025	637	293	198	905	247	478	231	
50	0.03544	0.03969	0.00425	0.04403	0.05043	0.00640	0.05309	0.06218	0.00909	0.06263	0.07500	0.01237	
51	558	986	428	417	062	645	324	239	915	279	522	243	
52	572	0.04003	431	432	081	649	340	259	919	296	544	248	
53	586	020	434	447	100	653	355	280	925	312	567	255	
54	600	037	437	462	119	657	371	300	929	328	589	261	
55	613	054	441	476	137	661	386	321	935	345	611	266	
56	628	072	444	491	156	665	402	342	940	361	634	273	
57	642	089	447	506	175	669	417	362	945	378	656	278	

续表

分	24°			25°			26°			27°		
	y_0	x_0	σ_0									
58	656	106	450	521	194	673	433	383	950	394	679	285
59	670	123	453	536	213	677	449	404	955	410	702	292
60	0.03684	0.04141	0.00457	0.04550	0.05232	0.00682	0.05464	0.06424	0.00960	0.06427	0.07724	0.01297

续表

分	28°			29°			30°		
	y_0	x_0	σ_0	y_0	x_0	σ_0	y_0	x_0	σ_0
0	0.06427	0.07724	0.01297	0.07440	0.09138	0.01698	0.08507	0.10673	0.02166
1	443	747	304	458	163	705	525	700	175
2	460	769	309	475	187	712	543	727	184
3	476	792	316	492	212	720	561	753	192
4	493	815	322	510	237	727	579	780	201
5	509	838	329	527	261	734	598	807	209
6	526	860	334	544	286	742	616	834	218
7	542	883	341	562	311	749	634	861	227
8	559	906	347	579	336	757	653	888	235
9	576	929	353	597	360	763	671	914	245
10	0.06592	0.07952	0.01360	0.07614	0.09385	0.01771	0.08689	0.10942	0.02253
11	609	975	366	632	410	778	708	969	261
12	625	997	372	649	435	786	726	995	369
13	642	0.08020	378	667	460	793	745	0.11023	278
14	659	044	385	684	485	801	763	050	287
15	675	067	392	702	510	808	781	077	296
16	692	090	398	719	535	816	800	104	304
17	709	113	404	737	560	823	818	131	313
18	725	136	411	754	585	831	837	159	322
19	742	159	417	772	611	839	855	186	33
20	0.06759	0.08182	0.01423	0.01790	0.09636	0.01846	0.08874	0.11213	0.02339
21	776	206	430	807	661	854	893	241	348
22	792	229	437	825	687	862	911	268	357
23	809	252	443	843	712	869	930	296	366
24	826	275	449	860	737	877	948	323	375
25	843	299	456	878	763	885	967	351	384
26	860	322	462	896	788	893	985	378	393
27	876	346	470	913	814	901	0.09004	406	402

续表

分	28°			29°			30°		
	y_0	x_0	σ_0	y_0	x_0	σ_0	y_0	x_0	σ_0
28	893	369	476	931	839	908	023	433	410
29	910	393	483	949	865	916	041	461	420
30	0.06927	0.08416	0.01489	0.07967	0.09890	0.01923	0.09060	0.11489	0.02429
31	944	440	496	984	916	932	079	517	438
32	961	464	503	0.08002	941	939	097	544	447
33	978	487	509	020	967	947	116	572	456
34	995	511	516	038	993	955	135	600	465
35	0.07012	535	523	056	0.10018	962	154	628	474
36	029	558	529	073	044	971	172	656	484
37	046	582	536	091	070	979	191	684	493
38	063	606	543	109	096	987	210	712	502
39	080	630	550	127	122	995	229	740	511
40	0.07097	0.08654	0.01557	0.08145	0.10148	0.02003	0.09248	0.11768	0.02520
41	114	677	563	163	174	011	267	796	529
42	131	702	571	181	200	019	285	824	539
43	148	726	578	199	226	027	304	852	548
44	165	749	584	217	252	035	323	881	558
45	182	774	592	235	278	043	342	909	567
46	199	799	598	253	304	051	361	937	576
47	216	822	606	271	330	059	380	966	586
48	233	846	613	289	356	067	399	994	595
49	251	870	619	307	382	075	418	0.12023	605
50	0.07268	0.08894	0.01626	0.08325	0.10409	0.02084	0.09437	0.12051	0.02614
51	285	918	633	343	435	092	456	079	623
52	302	943	641	361	461	100	475	108	633
53	319	967	648	379	488	109	494	136	642
54	337	991	654	397	514	117	513	165	652
55	354	0.09016	662	415	540	125	532	194	662
56	371	040	669	434	567	133	551	222	671
57	388	065	677	452	594	142	570	251	681
58	406	089	683	470	620	150	589	280	691
59	423	113	690	488	647	159	609	309	700
60	0.7440	0.09138	0.01698	0.08507	0.10673	0.02166	0.09638	0.12338	0.02710

表 4-17 变位齿轮几何尺寸的简化计算表

a) 由 y 求 σ 和 α'

b) 由 $x_2 \pm x_1$ 求 σ 和 α'

差	$\frac{100\sigma}{y}$	$\frac{100y}{z_2 \pm z_1}$	$\alpha' ^\circ$	差 $^\circ$	差	$\frac{100\sigma}{x_2 \pm x_1}$	$100 \frac{x_2 \pm x_1}{z_2 \pm z_1}$	$\alpha' ^\circ$	差 $^\circ$
1.003	24.227	+4.0	29.531	0.378	0.452	19.572	5.0	29.571	0.261
1.019	23.224	3.8	29.153	0.385	0.465	19.120	4.8	29.310	0.269
1.037	22.205	3.6	28.768	0.394	0.483	18.655	4.6	29.041	0.276
1.055	21.168	3.4	28.374	0.401	0.496	18.172	4.4	28.765	0.280
1.074	20.113	3.2	27.973	0.410	0.515	17.676	4.2	28.485	0.283
1.094	19.039	3.0	27.563	0.419	0.532	17.161	4.0	28.202	0.294
1.113	17.945	2.8	27.144	0.428	0.552	16.629	3.8	27.908	0.301
1.135	16.832	2.6	26.716	0.438	0.573	16.077	3.6	27.607	0.309
1.158	15.697	2.4	26.278	0.488	0.595	15.504	3.4	27.298	0.318
1.180	14.539	2.2	25.830	0.459	0.618	14.909	3.2	26.980	0.326
1.204	13.359	2.0	25.371	0.470	0.645	14.291	3.0	26.654	0.336
1.229	12.155	1.8	24.901	0.483	0.671	13.646	2.8	26.318	0.346
1.257	10.926	1.6	24.418	0.496	0.705	12.975	2.6	25.972	0.357
1.283	9.669	1.4	23.922	0.510	0.731	12.270	2.4	25.615	0.369
1.314	8.386	1.2	23.412	0.524	0.772	11.539	2.2	25.246	0.382
1.344	7.072	1.0	22.888	0.540	0.808	10.767	2.0	24.864	0.395
1.377	5.728	0.8	22.348	0.558	0.849	9.959	1.8	24.469	0.411
1.414	4.351	0.6	21.790	0.576	0.903	9.110	1.6	24.058	0.427
1.449	2.937	0.4	21.214	0.596	0.951	8.207	1.4	23.631	0.445
1.488	1.488	0.2	20.618	0.618	1.002	7.256	1.2	23.186	0.465
0.760	0.0	0.0	20.0	0.318	1.071	6.254	1.0	22.721	0.448
0.770	-0.760	-0.1	19.682	0.324	1.149	5.183	0.8	22.233	0.512
0.784	-1.530	-0.2	19.358	0.331	1.239	4.034	0.6	21.721	0.540
0.795	-2.314	-0.3	19.027	0.338	1.340	2.795	0.4	21.181	0.572
0.806	-3.109	-0.4	18.689	0.345	1.455	1.455	0.2	20.609	0.609
0.820	3.915	-0.5	18.344	0.353	0.778	0.000	0.0	20.000	0.320
0.833	-4.735	-0.6	17.991	0.362	0.814	-0.778	-0.1	19.680	0.333
0.848	-5.568	-0.7	17.629	0.370	0.857	-1.592	-0.2	19.347	0.345
0.862	-6.416	-0.8	17.259	0.379	0.899	-2.449	.3	19.002	0.359
0.877	-7.278	0.9	16.880	0.390	0.946	-3.348	-0.4	18.643	0.374
0.894	-8.155	-1.0	16.490	0.401	1.001	-4.294	-0.5	18.269	0.392
0.911	-9.049	-1.1	16.089	0.412	1.023	-5.295	-0.6	17.877	0.410
0.928	-9.960	-1.2	15.677	0.425	1.125	-6.318	-0.7	17.467	0.433
0.948	-10.888	-1.3	15.252	0.438	1.226	-7.443	-0.8	17.034	0.458
0.968	-11.836	-1.4	14.814	0.454	1.275	-8.669	-0.9	16.576	0.484
0.990	-12.804	-1.5	14.360	0.470	1.423	-9.944	-1.0	16.092	0.520
1.013	-13.794	-1.6	13.890	0.488	1.502	-11.367	-1.1	15.572	0.557
1.037	-14.807	-1.7	13.402	0.508	1.687	-12.869	-1.2	15.015	0.605
1.065	-15.844	-1.8	12.894	0.531	1.847	-14.556	-1.3	14.410	0.662
1.093	-16.909	-1.9	12.363	0.557	2.092	-16.403	-1.4	13.748	0.737
	-18.002	-2.0	11.806		2.395	-18.495	-1.5	13.011	0.836
						-20.890	-1.6	12.175	

注:表中“±”符号中,“+”表示外啮合,“-”表示内啮合。

三、用齿轮插刀切制齿轮的计算基础

(一)关于齿轮插刀的基本知识

齿轮插刀实质上可以看作具有切削能力的变位齿轮,它的几何形状如图 4-33 所示。为了便于切削,插刀具有齿顶前角 $\gamma=5^\circ$,齿顶后角 $\delta=6^\circ$ 和侧刃后角 $\delta_s=2^\circ$ (图中未注出)。因此,在插刀不同的剖面上具有不同的齿顶圆半径、齿根圆半径和不同的齿厚。在 0—0 剖面上,其变位系数 $x_c=0$,齿顶高 $h_a=(h_a^*+c^*)m$,齿根高

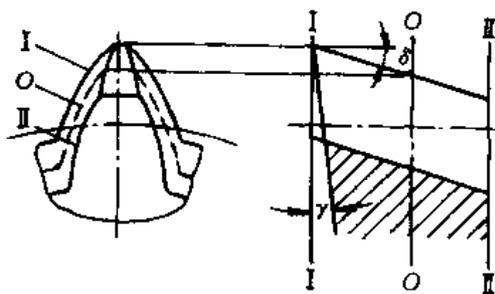


图 4-33 齿轮插刀

的原始剖面。在原始剖面上与 I—I 剖面之间为插刀的正变位层,其变位系数为正,而且离原始剖面越远,其变位系数越大;在原始剖面与 II—I 剖面之间为插刀的负变位层,变位系数为负,离原始剖面越远,其变位系数越小(绝对值愈大)。

I—I 剖面的刀刃是直接切削齿轮的,称为切削剖面。当插刀使用一段时间后进行刃磨,刃磨后切削剖面的齿顶圆半径减小,其变位系数也相应改变。因此,在进行齿轮插刀切制齿轮的严密计算时,必须了解所用插刀的刃磨程度,即必须测出切削剖面的齿顶圆半径 r_{ac} ,从而算出切削剖面的变位系数 x_c ①。

$$r_{ac} = \frac{m}{2}(z_c + 2h_a^* + 2c^* + 2x_c)$$

$$x_c = \frac{r_{ac}}{m} - \frac{z_c}{2} - h_a^* - c^*$$

又通常将 $h_{ac}^* = h_a^* + x_c$ 称为切削剖面的齿顶高系数。故又可表示为

$$r_{ac} = \frac{m}{2}(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)$$

设在切削剖面中,分度圆的实际齿厚以 s_c^p 表示,则

$$s_c^p = \frac{\pi m}{2} + \Delta_c m$$

式中 Δ_c 为在切削剖面内分度圆上的齿厚增量系数,由上式得

$$\Delta_c = \left(s_c^p - \frac{\pi m}{2} \right) \frac{1}{m}$$

(二)外啮合齿轮传动的计算基础

1. 齿轮插刀与轮坯的机床啮合

如上所述,齿轮插刀本身可视为一个具有切削能力的变位齿轮。因此,用齿轮插刀切削齿轮,也就可以视为一对齿轮作无侧隙的啮合传动。如设插刀的齿数为 z_c ,切削剖面的齿厚增量系数为 Δ_c ,被切齿轮的齿数为 z ,齿厚的增量系数为 Δ_g ,则运用式(4-29)可以求出插刀与被切齿轮的机床啮合角 α_c' ,即

$$\text{inv}\alpha_c' = \frac{\Delta_g + \Delta_c}{z + z_c} + \text{inv}\alpha_c$$

① 一般计算时可取 $x_c=0$,但因在加工时所用齿轮插刀切削剖面的变位系数 x_c 一般不等于零,故加工出来的齿轮的实际齿根高和齿廓渐开线起始点等,与按 $x_c=0$ 时的计算值可能不相一致。

式中的 α_c 为插刀分度圆压力角。

这时插刀切削齿轮的实际变位系数(即插刀分度圆与轮坯分度圆的分离系数)为

$$x_c^p = \frac{z+z_c}{2} \left(\frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha'_c} - 1 \right)$$

插刀与轮坯的中心距为

$$a'_c = \frac{m(z+z_c)}{2} \cdot \frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha'_c}$$

在实际加工时,中心距 a'_c 是难以控制的,故通常用测量公法线长度的办法来保证被切齿的齿厚增量系数 Δ_s 或变位系数 x_c 。

2. 用齿轮插刀切制标准齿轮而不产生根切时,被切齿轮的最少齿数。

前面已经指出,切制齿轮时要避免根切,插刀的齿顶圆与啮合线的交点不应超过啮合线与轮坯基圆的切点 N ,如图 4-34 所示,即须使

$$BN_c \leq NN_c$$

而由图可知:

$$NN_c = (r_b + r_{bc}) \operatorname{tg}\alpha'_c = \frac{m(z+z_c)\cos\alpha_c}{2} \operatorname{tg}\alpha'_c$$

$$BN_c = \sqrt{r_a^2 - r_b^2}$$

将 $r_a = \frac{M}{2}(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)$ 代入上式得

$$BN_c = \frac{m}{2} \sqrt{(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)^2 - z_c^2 \cos^2\alpha_c}$$

将式(b)及(c)代入式(a),可得

$$(z+z_c)\cos\alpha_c \operatorname{tg}\alpha'_c \geq \sqrt{(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)^2 - z_c^2 \cos^2\alpha_c}$$

而由此可得被切齿轮不产生根切的最少齿数 z_{\min} 为:

$$z_{\min} = \frac{\sqrt{(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)^2 - z_c^2 \cos^2\alpha_c}}{\cos\alpha_c \operatorname{tg}\alpha'_c} - z_c$$

3. 被切齿轮无根切时刀具的最小变位系数

用齿轮插刀加工齿轮时,也可以用变位修正的方法来避免根切,其最小变位系数 x_{\min}^p 可如下求得:

如上所述,当用齿轮插刀加工齿轮时,如插刀的齿顶圆超过了啮合极点 N ,则被切齿轮就要产生根切现象。为了避免根切,如图 4-35 所示,可以采用变位的方法来加大中心距,使插刀的齿顶圆交啮合线于 N 点之内,而当插刀的齿顶圆恰好通过 N 点时,插刀分度圆与轮坯分度圆之间的距离,即为最小的变位量 $x_{\min}^p m$ 。

由图中的 $\Delta O' N' O$,可知:

$$r_{ac}^2 = a_c'^2 + r_b^2 - 2a'_c r_b \cos\sigma'_c$$

$$\text{而 } a'_c = r + r_b + x_{\min}^p m = \frac{m}{2}(z+z_c + 2x_{\min}^p) = \frac{m}{2}(z+z_c) \frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha'_c}$$

将 α'_c 代入上式并消去 $\frac{m}{2}$ 后可得

$$(z_c + 2h_{ac}^* + 2c^*)^2 = (z+z_c + 2x_{\min}^p)^2 + z^2 \cos\alpha_c - 2z(z_c+z) \cos^2\alpha_c$$

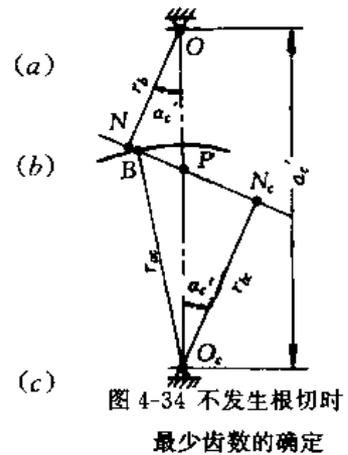


图 4-34 不发生根切时最少齿数的确定

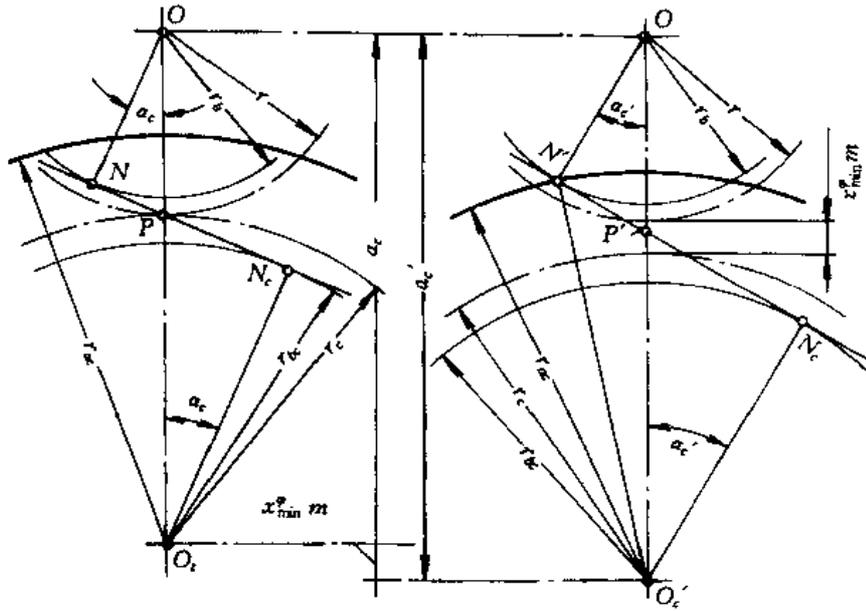


图 4-35 最小变位系数的确定

即 $(z+z_c+2x_{\min}^*)^2 = (z_c+2h_{ac}^*+2c^*)^2 + (z^2+2zz_c)\cos^2\alpha_c$

故得 $x_{\min}^* = \frac{1}{2} \left[\sqrt{(z_c+2h_{ac}^*+2c^*)^2 + (z^2+2zz_c)\cos^2\alpha_c} - (z+z_c) \right]$

4. 标准齿轮不产生顶切时的最大齿数

当用齿轮插刀加工齿轮时，如轮坯的齿顶超过了啮合线与齿轮插刀基圆的切点 N_c (如图 4-36a 中虚线所示)，则被切齿轮的齿顶处的部分渐开线齿廓将切掉 (图 b)，这种现象称为

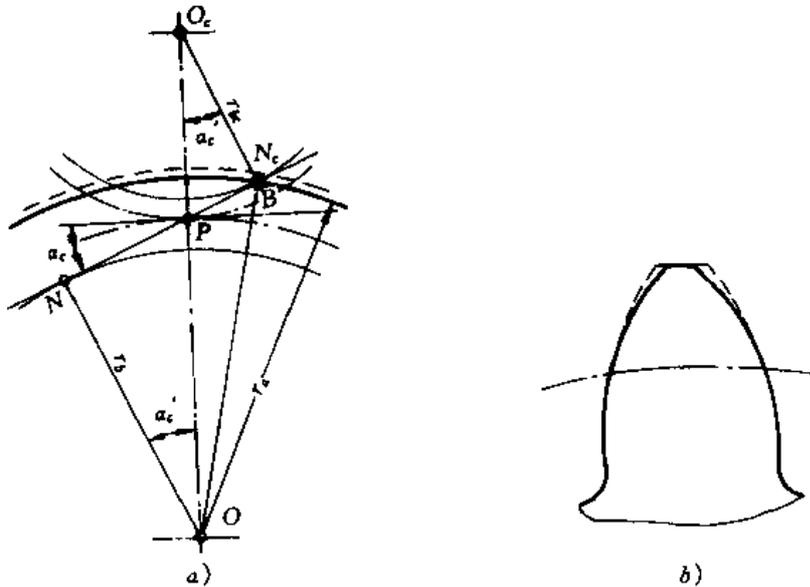


图 4-36 不产生顶切时最大齿数的确定

顶切。为了避免顶切，须使轮坯齿顶圆与啮合线的交点 B 在啮合极限点 N_c 以内，即须使

$$NB \leq NN_c \quad (a)$$

而由图可知

$$NB = \sqrt{r_a^2 - r_b^2} = \sqrt{\left(\frac{m}{2}z + h_a^*m\right)^2 - \left(\frac{m}{2}z \cos \alpha_c\right)^2} \quad (b)$$

$$NN_c = (r_b + r_{bc}) \operatorname{tg} \alpha'_c = \frac{m}{2}(z + z_c) \cos \alpha_c \operatorname{tg} \alpha'_c \quad (c)$$

将式(b)及(c)代入式(a)并整理后,得

$$z^2(1 - \cos^2 \alpha_c \operatorname{tg}^2 \alpha'_c - \cos^2 \alpha_c) + z(4h_a^* - 2z_c \cos^2 \alpha_c \operatorname{tg}^2 \alpha'_c) \leq z_c^2 \cos^2 \alpha_c \operatorname{tg}^2 \alpha'_c - 4h_a^*$$

由于 α'_c 与 α_c 一般相差不多,故上式第一项括号内之值可近似地取为零,而最后得被切齿轮不发生顶切的最大齿数为

$$z_{\max} \approx \frac{z_c^2 \cos^2 \alpha_c \operatorname{tg}^2 \alpha'_c - 4h_a^*}{4h_a^* - 2z_c \cos^2 \alpha_c \operatorname{tg}^2 \alpha'_c}$$

当被切齿轮的齿数 $z > z_{\max}$ 时,为了避免根切,可以采用正变位修正的方法,以加大轮坯与刀具的中心距。也可以采用齿数较多的齿轮插刀,使 B 点移至 N'_c 点以内。

5. 用齿轮插刀切制的齿轮传动计算

设齿轮插刀的齿数为 z_c , 切削剖面的实际齿顶高系数为 h_{ac}^e , 分度圆齿厚的增量系数为 Δ_c ; 用该插刀加工的两齿轮的齿数为 z_1, z_2 , 分度圆齿厚的增量系数分别为 Δ_{g1}, Δ_{g2} 。则两齿轮传动的有关参数计算如下:

① 切制齿轮时的机床啮合角 α'_c

$$\operatorname{inv} \alpha'_{c1} = \operatorname{inv} \alpha_c + \frac{\Delta_{g1} + \Delta_c}{z_1 + z_c}$$

$$\operatorname{inv} \alpha'_{c2} = \operatorname{inv} \alpha_c + \frac{\Delta_{g2} + \Delta_c}{z_2 + z_c}$$

② 切制齿轮时的变位系数 x^e , 由图 4-37 可知

$$x^e m = a'_c - (r + r_c) = \frac{m(z + z_c)}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha'_c} - 1 \right)$$

即
$$x^e = \frac{(z + z_c)}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha'_c} - 1 \right)$$

故得
$$x_1^e = \frac{(z_1 + z_c)}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha'_{c1}} - 1 \right)$$

$$x_2^e = \frac{(z_2 + z_c)}{2} \left(\frac{\cos \alpha_c}{\cos \alpha'_{c2}} - 1 \right)$$

③ 两齿轮啮合传动的啮合角 α'

$$\operatorname{inv} \alpha' = \operatorname{inv} \alpha + \frac{\Delta_{g1} + \Delta_{g2}}{z_1 + z_2}$$

④ 两齿轮的分度圆分离系数 y

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} - 1 \right)$$

⑤ 两齿轮的齿根圆半径 r_f

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_{ac}^e - c^* + x_1^e \right)$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} + h_{ac}^e - c^* + x_2^e \right)$$

⑥ 两齿轮的齿顶圆半径 r_a

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} - h_a^* + x_1^e - \sigma \right)$$

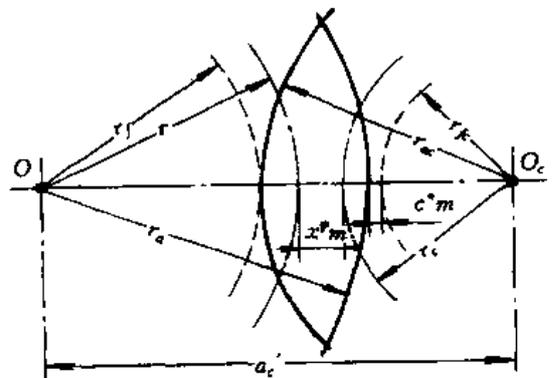


图 4-37 切制齿轮时实际的变位系数

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} - h_a^* + x_2^e - \sigma \right)$$

式中的 σ 为齿面高变动系数, 其值可如下求出:

设两轮的中心距为 a' , 则

$$a' = r_{a1} + c^* m + r_{f2}$$

即
$$\frac{m}{2}(z_1 + z_2) + ym = m \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1^e - \sigma \right) + c^* m + m \left(\frac{z_2}{2} - h_{ac}^e - c^* + x_2^e \right)$$

将上式化简后可得

$$\sigma = x_1^e + x_2^e - y - (h_{ac}^e - h_a^*)$$

式中 h_{ac}^e 为插刀的实际齿顶高系数, h_a^* 为标准齿顶高系数。

应该指出: 用齿轮插刀切制齿轮时, 齿顶高变动系数 σ 与齿条刀切制齿轮时的齿顶高变动系数 σ 不同, 在用齿条刀切制的齿轮的传动中, 不论正传动或负传动, σ 均为正值, 而且互相啮合的两齿轮的 σ 值相同。而在齿轮插刀切制的齿轮传动中, σ 可以为正、为负, 或为零, 而且如果互相啮合的两齿轮是用不同的齿轮插刀切制的, 则由于两把插刀的实际齿顶系数 h_{ac}^e 可能不同, 所以根据上式, 其 σ 值也就可能不等。

由于齿轮插刀与齿条刀的几何形状和某些参数的不同, 因而同样的被切齿轮, 用齿轮插刀加工时与用齿条刀加工时, 所得到的齿轮几何尺寸和某些参数并不完全一致(如齿根高), 所以形成了两种不同的计算系统。一般说来, 用齿条刀加工齿轮时的设计计算比较简单, 而用齿轮插刀加工时的计算则比较复杂。因此, 通常对于小变位量的齿轮传动或一般不须作精确计算的齿轮传动, 即使实际上是采用齿轮插刀加工, 也常按用齿条刀加工的计算系统进行计算。用齿轮插刀的外啮合齿轮传动的类型及其设计, 限于篇幅, 就不再论述了。

(三) 内啮合齿轮传动的计算基础

1. 用齿轮插刀切制内齿轮时的机床啮合

内齿轮一般用齿轮插刀加工的, 其插齿的过程是齿轮插刀与内齿轮作无侧隙啮合传动的过程。图 4-38a 表示齿轮插刀与被切内齿轮的标准安装位置(两分度圆相切位置), 图 4-38b 则为齿轮插刀变位时的安装位置。

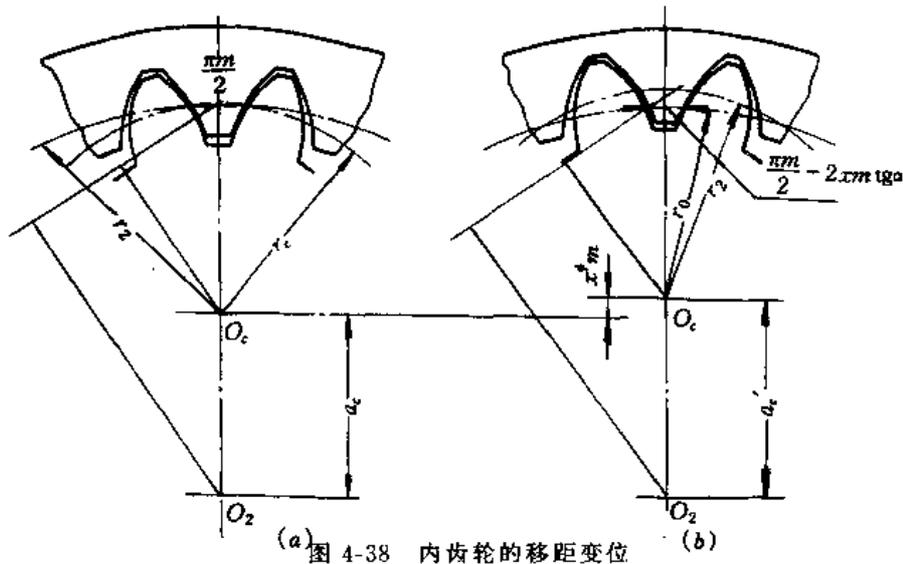


图 4-38 内齿轮的移距变位

由图可见,当齿轮插刀的中心 o_c 远离内齿轮的中心 o_2 作正变位时,被切内齿轮分度圆的齿厚将减小;而当齿轮插刀的中心 o_c 移近内齿轮的中心 o_2 作负变位时,被切内齿轮分度圆的齿厚将增大。所以内齿轮作变位修正时,其分度圆齿厚的变化规律恰好与外齿轮作变位修正时的情况相反。

与插制外齿轮的情况相仿,插制内齿轮时的机床啮合角 α'_c 可由下式求得

$$\operatorname{inv}\alpha'_c = \operatorname{inv}\alpha - \frac{\Delta_g + \Delta_c}{z - z_c}$$

又仿照外啮合情况,切制内齿轮时实际的变位系数 x^f 为

$$x^f = \frac{z - z_c}{2} \left(\frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha'_c} - 1 \right)$$

或者已知 x^f 时,则机床的啮合角 α'_c 为

$$\cos\alpha'_c = \cos\alpha_c \frac{z - z_c}{z - z_c + 2x^f}$$

2. 内啮合齿轮传动的计算

设齿轮插刀的齿数为 z_c ,切削剖面内实际的齿顶高系数为 h_{ac}^* ,用该插齿刀切制内齿轮的齿数为 z_2 ,分度圆齿厚的增量系数为 Δ_{g2} ;小齿轮的齿数为 z_1 ,分度圆齿厚的增量系数为 Δ_{g1} 。则两齿轮传动的有关参数可计算如下:

①内啮合传动的啮合角 α'

$$\operatorname{inv}\alpha' = \operatorname{inv}\alpha - \frac{\Delta_{g1} + \Delta_{g2}}{z_2 - z_1}$$

②两齿轮的分度圆分离系数 y

$$y = \frac{z_2 - z_1}{2} \left(\frac{\cos\alpha_c}{\cos\alpha'_c} - 1 \right)$$

③两齿轮的齿根圆半径

$$r_{f1} = m \left(\frac{z_1}{2} - h_{ac}^f - c^* + x_2^f \right)$$

$$r_{f2} = m \left(\frac{z_2}{2} + h_{ac}^f + c^* + x_1^f \right)$$

④两齿轮的齿顶圆半径

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} - h_a^* + x_1^f - \sigma \right)$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} - h_a^* + x_2^f + \sigma \right)$$

⑤齿顶高变动系数 σ

$$\sigma = y - x_2^f + x_1^f - h_{ac}^f + h_a^*$$

当内齿轮和小齿轮分别用两把不同的插刀切削时,则两齿轮的齿顶变动系数 σ_1 和 σ_2 也不相等。

3. 用齿轮插刀切制内齿轮时顶切现象

内齿轮加工时的顶切现象,可以分成范成顶切与径向进刀顶切两类。

①范成顶切

如图 4-39 所示,当内齿轮的齿顶圆超过了啮合线与插刀基圆的切点 N_c 时(如图中虚线所示),就将产生范成顶切。为了避免这种顶切现象,应使内齿轮齿顶圆与啮合线的交点 K 不超

过 N_c 点,即

$$N_2K \geq N_2N_c$$

根据这一条件,可得范成顶切的检验公式为

$$\frac{z_c}{z_2} \geq 1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\operatorname{tg} \alpha'_c}$$

式中 α_{a2} 为内齿轮齿顶圆压力角; α'_c 为加工内齿轮时的机床啮合角。

② 径向进刀顶切

如图 4-40 所示,在径向进刀时,齿轮插刀的齿顶可能切去内齿轮齿顶的一部而形成顶切。要避免这种顶切,在径向进刀时,插刀的齿顶到中心线的距离 L_c ,在切削过程中应小于内齿轮相应的齿顶到中心线的距离 L_2 ,即避免径向进刀顶切的条件为

$$(L_2 - L_c)_{\min} \geq 0$$

根据这一条件,经过推导,可得到避免径向进刀顶切的检验公式

$$(L_2 - L_c)_{\min} \approx r_{ac} \sqrt{1 - \frac{i_{c2}^2 - \left(\frac{r_{ac}}{r_{a2}} i_{c2}\right)^2}{i_{c2}^2 - 1}} - r_{ac} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{r_{a2}}{r_{ac}}\right)^2 - 1}{i_{c2}^2 - 1}} \geq 0$$

式中 $i_{c2} = \frac{z_2}{z_c}$

经过计算表明, $(L_2 - L_c)_{\min}$ 与齿数差 $(z_2 - z_c)$ 有很大的关系,即 $(z_2 - z_c)$ 的值愈小,愈容易产生径向进刀的顶切现象。例如,在切削 $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 的标准齿轮时,要不产生这种顶切,则 $(z_2 - z_c)$ 之值必须大于 16。如要制造 $(z_2 - z_c)$ 小于 16 而又不产生这种顶切现象的内齿轮,就必须对内齿轮采用正变位修正,变位系数愈大, $(L_2 - L_c)$ 的值将迅速增加。最后还应指出,只是齿数差 $(z_2 - z_c)$ 对 $(L_2 - L_c)$ 的影响较大,而齿数的绝对值对 $(L_2 - L_c)$ 的影响却是很小的。经计算表明,当齿数的绝对值加大时, $(L_2 - L_c)$ 只略有减小。

所以,当内齿轮的齿数 z_2 与齿轮插刀的齿数 z_c 的差值较小时,应该校核是否产生径向进刀的顶切现象。

四、齿轮传动中的干涉

(一) 外啮合齿轮传动的干涉

一对齿轮传动时,如一齿轮齿顶的渐开线与另一齿轮齿根的过渡曲线接触,由于过渡曲线不是渐开线,故齿廓接触点的公法线不能通过固定的节点 P ,因而引起传动比的变化,致使两轮卡住不动,这种现象称为过渡曲线干涉。设计变位齿轮传动时,应注意避免这种干涉现象的产生。

图 4-41 为两齿轮啮合传动的情况,当相啮合的两齿轮用同一把齿条插刀切制时,轮 1 不发生过渡曲线干涉的检验公式为:

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}$$

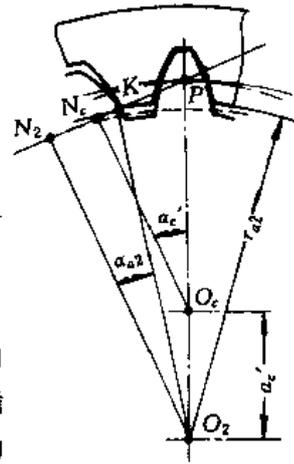


图 4-39 内齿轮的范成顶切

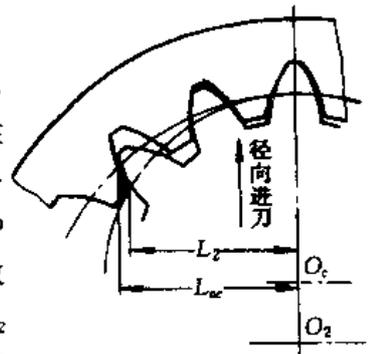


图 4-40 内齿轮的径向进刀顶切

轮 2 不发生过渡曲线干涉的检验公式为：

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha}$$

式中 α' 为齿轮传动的啮合角, α_{a1} 、 α_{a2} 分别为两轮的齿顶压力角。

当相啮合的两齿轮用同一把齿轮插刀切制时, 它们不发生过渡曲线干涉的检验公式：

$$\text{轮 1: } \operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \frac{1}{z_1} [(z_1 + z_c) \operatorname{tg} \alpha'_c - z_c \operatorname{tg} \alpha_{ac}]$$

$$\text{轮 2: } \operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \frac{1}{z_2} [(z_2 + z_c) \operatorname{tg} \alpha'_c - z_c \operatorname{tg} \alpha_{ac}]$$

式中 α'_c 为机床啮合角, α_{ac} 为齿轮插刀的齿顶压力角, z_c 为插刀的齿数。

(二) 内啮合齿轮传动的过渡干涉

1. 过渡曲线干涉

图 4-42 为内啮合传动的情形。

内齿轮不发生过渡曲线干涉的检验公式为

$$z_2 \operatorname{tg} \alpha_{ac} - (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha'_c \geq z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} - (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha'$$

如要小齿轮不发生过渡曲线干涉, 当小齿轮用齿条刀切制时, 其检验公式为

$$z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha' \geq z_1 \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{\sin 2\alpha}$$

如小齿轮用齿轮插刀切制时, 避免过渡曲线干涉的检验公式为

$$z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha'_c \geq (z_1 + z_c) \operatorname{tg} \alpha'_c - z_c \operatorname{tg} \alpha_{ac}$$

2. 齿廓重叠干涉

在齿数差 $(z_2 - z_1)$ 较小的内啮合传动中, 可能发生不在啮合位置的齿廓相互重叠的现象, 如图 4-43a 所示。这种现象称为 **齿廓重叠干涉**, 或称 **齿顶碰角干涉**。

齿廓重叠干涉, 不仅使啮合传动不能实现, 而且由于轮齿的抵触, 连装配都成为不可能, 因此必须避免这种干涉发生。

在图 4-43b 中, 过 L_1 点作齿轮 1 的渐开线 $KL_1M'_1$ 与啮合线 KN_1N_2 交于 K 点, 又过 K 点作内齿轮渐开线 $KL_2M'_2$ 与渐开线 KL_1M_1 在 K 点相切, 可见避免齿廓重叠干涉的条件是

$$L_2O_2P > L_1O_2P \text{ 或 } L_1O_2P \geq 0$$

表 4-18 列出了内啮合直齿圆柱齿轮的几何计算公式。

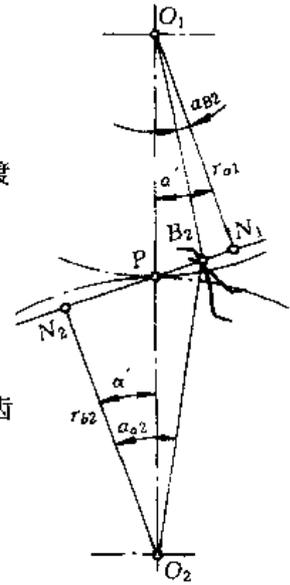


图 4-41 齿轮的啮合传动

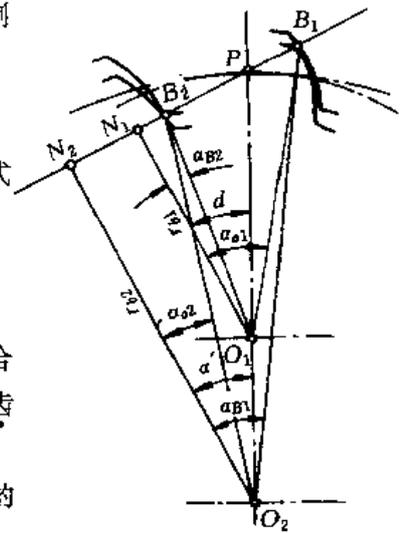


图 4-42 内啮合传动

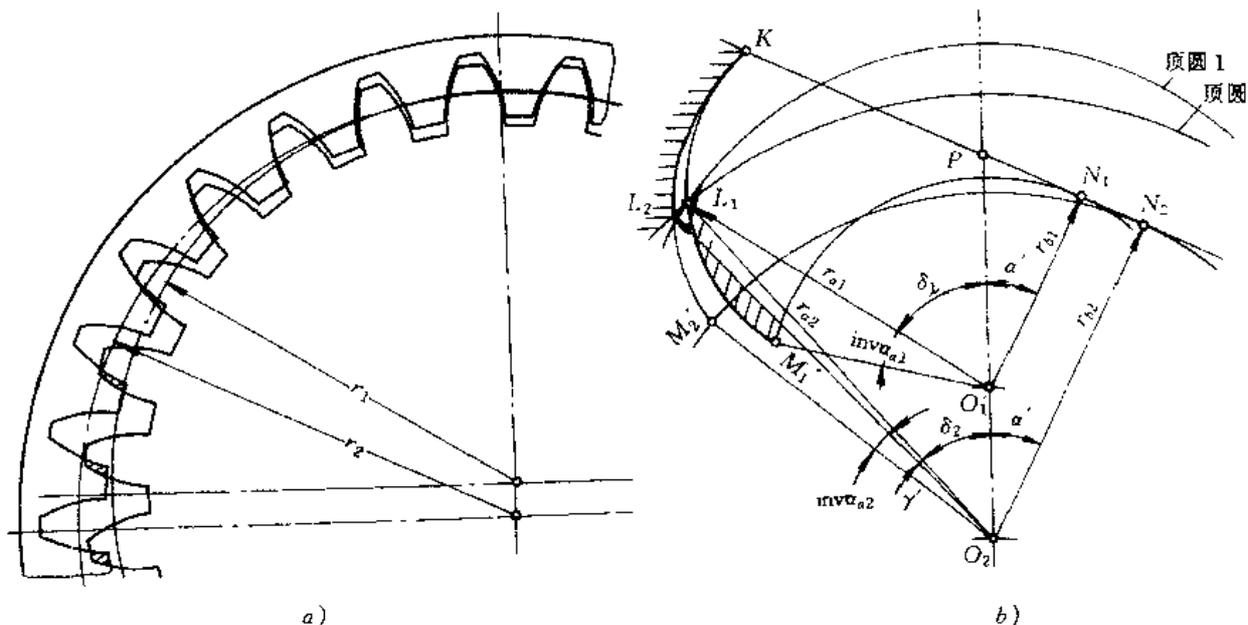


图 4-43 渐开线内啮合传动的齿形重叠干涉

表 4-18 内啮合直齿圆柱齿轮传动尺寸计算公式

序号	名称	符号	计算公式	
			小 轮	大 轮
1	已知参数		$m, a, z_1, z_2, h_a^*, x_1, r_2$ 或 $m, a, z_1, z_2, h_a^*, a'$	
2	啮合角	a'	$\text{inv} a' = \text{inv} a + \frac{2(x_2 - x_1)}{z_2 - z_1} \text{tg} a$ 或 $\cos a' = \frac{a}{a'} \cos a$	
3	中心距变动系数	y	$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{z_2 - z_1}{2} \left[\frac{\cos a}{\cos a'} - 1 \right]$	
4	中心距	a'	$a' = a \frac{\cos a}{\cos a'}$ 或 $a' = a + ym$	
5	标准中心距	a	$a = r_2 - r_1 = \frac{m}{2} (z_2 - z_1)$	
6	分度圆直径	d	$d_1 = mz_1$	$d_2 = mz_2$
7	基圆直径	d_b	$d_{b1} = d_1 \cos a = mz_1 \cos a$	$d_{b2} = d_2 \cos a = mz_2 \cos a$
8	齿距	p	$p = \pi m$	
9	根圆直径	d_f	$d_{f1} = m(z_1 - h_a^* - 2c^* + 2x_1)$ (滚齿加工)	$d_{f2} = d_{a2} + 2a'_{02}$ 式中: $a'_{02} = \frac{m}{2} (z_2 - z_{02}) \frac{\cos a}{\cos a'}$ $\text{inv} a'_{02} = \text{inv} a + \frac{2(x_2 - x_{02})}{z_2 - z_{02}} \text{tg} a$ 刀具参数查手册决定, 但旧刀的顶圆直径可实测决定, 变位系数按测得的顶圆计算
10	顶圆直径	d_a	$d_{a1} = d_{f2} - 2a' - 2c^* m$	$d_{a2} = d_{f1} + 2a' - 2c^* m$
11	齿顶高	h_a	$h_{a1} = 0.5(d_{a1} - d_1)$	$h_{a2} = 0.5(d_2 - d_{a2})$

序号	名称	符号	计算公式	
			小 轮	大 轮
12	齿全高	h	$h_1 = 0.5(d_{a1} - d_{f1})$	$h_2 = 0.5(d_{a2} - d_{f2})$
13	齿厚	s	$s_1 = \frac{\pi m}{2} - 2r_1 m \operatorname{tg} \alpha$	$s_2 = \frac{\pi m}{2} + 2r_2 m \operatorname{tg} \alpha$
14	节圆直径	d'	$d'_1 = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$	$d'_2 = d_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = mz_2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$

注:对标准传动,因 $r_1 = r_2 = 0$,故公式中 $\alpha' = \alpha, a' = a, y = 0, d' = d_c$ 。

五、变位系数的选择

(一) 必须满足要求

变位齿轮的优越性能否实现,主要取决于变位系数的选择。因此,合理选择变位系数是变位齿轮设计计算的关键。

选择变位系数是一个很复杂的问题,需要考虑的因素很多,但概括起来下列几个方面:

1. 必须满足的基本要求

(1) 保证齿轮不发生根切现象,而所选的变位系数不应小于 x_{\min} 。

(2) 应保证 $s_a \geq (0.25 \sim 0.4)m_n$,对有冲击的传动取较大值。

(3) 保证重合度 $\epsilon_a > 1$,最好是 $\epsilon_a = 1.2$ 。

(4) 保证传动不发生干涉现象。

2. 保证传动质量方面的要求

例如根据两轮齿的等磨损、等强度以及节点处于两对轮齿啮合区等要求,选择变位系数。但是,对齿轮传动所提出的质量要求是多种多样的,而且往往又是相互矛盾和相互制约的,有时为了改善某一质量指标,常引起另一质量指标的恶化。又如为了提高齿轮的强度,可以用较大的正变位系数,但较大的正变位系数又可能引起齿顶变尖,所以在选择变位系数时,应密切联系实际权衡轻重,抓住主要矛盾满足主要的传动要求。

(二) 变位系数的选择方法

目前变位系数的方法很多,有封闭图法、线图法和表选法等,现介绍其中较为实用而完善的方法——封闭图法和线图法。

A. 封闭图法

封闭图法就是按照一对互相啮合齿轮的齿数 z_1, z_2 ,根据选择变位系数必须满足的条件,绘成一系列的限制曲线并把这些曲线画在直角坐标系 x_1, x_2 中,形成一封闭区域,如图 4-44 所示。变位齿数只能在封闭区中选取,图中的每一点 (x_1, x_2) 的坐标均表示一种变位的方案,用封闭图来选择变位系数比较方便并能综合考虑问题。

(1) 封闭图法和各限制曲线的意义

① 保证不发生根切的限制曲线

根据最小变位系数 $x_{\min} = \frac{h_a^* (z_{\min} - z)}{z_{\min}}$;当 z_1, z_2 为已知时,就可以标出 $x_{1\min}$ 和 $x_{2\min}$ 。这是两根平行于坐标轴的直线,如图 4-45a 所示。在设计齿轮时,如果要求两轮完全避免根切,则变位

系数 x_1, x_2 的坐标点, 应取在直线 x_{1min} 的右侧和 x_{2min} 的上方, 如允许有微量的根切, 但根切不进入齿廓的工作段 (即不降低重合度系数) 时, 变位系数取在限制曲线①的右侧和限制曲线②的上方。

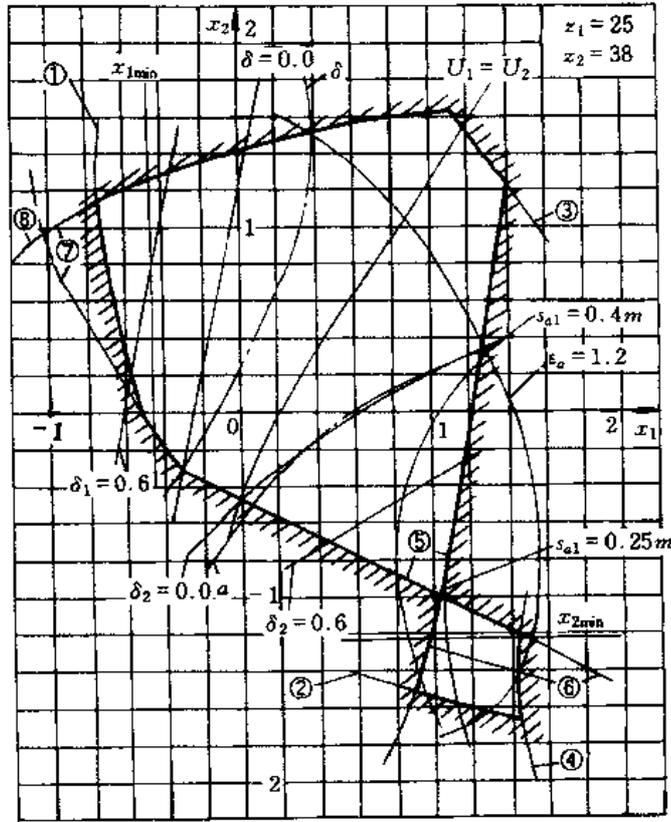


图 4-44 封闭图

②保证 $\epsilon_a \geq [\epsilon_a]$ 的限制曲线 ($|\epsilon_a|$ 见表 4-19)

表 4-19 推荐的重叠系数许用值

使用场合	一般机械制造	汽车、拖拉机	金属切削机床
$ \epsilon_a $	1.4	1.1~1.2	1.3

$$\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha) + z_2(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha)]$$

由于齿顶压力角 α_{a1}, α_{a2} 及压力角 (啮合角 α') 均与变位系数有关, 故 ϵ_a 亦为变位系数的函数, 再根据已知的齿数 z_1 及 z_2 , 即可绘出 ϵ_a 的限制曲线, 如图 4-45b。图中表示出 $\epsilon_a = 1.0$ 的限制曲线③和 $\epsilon_a = 1.2$ 的曲线。如变位系数取在③的右上方时, 这时 $\epsilon_a < 1$ 是不允许的。取在 $\epsilon_a = 1.2$ 线的左下方时, $\epsilon_a > 1.2$; 取在这两曲线之间时, 则 ϵ_a 介于 1 及 1.2 之间。

③保证齿顶有一定厚度的限制曲线

根据齿顶厚 $s_a = s \frac{r_a}{r} - 2r_a(\operatorname{inv}\alpha_a - \operatorname{inv}\alpha)$, 式中分度圆齿厚 s 、齿顶圆半径 r_a 及齿顶压力角 α_a 均与变位系数有关, 故齿顶厚亦为变位系数的函数。将不同的变位系数代入上式中, 可求得小齿轮齿顶厚变小时的限制曲线④, 如图 4-45c 所示。图中还表示小齿轮齿顶厚分别为 0.25m

和 0.45m 的曲线。由图可知愈靠近左上方,其 s_{a1} 的值愈大。

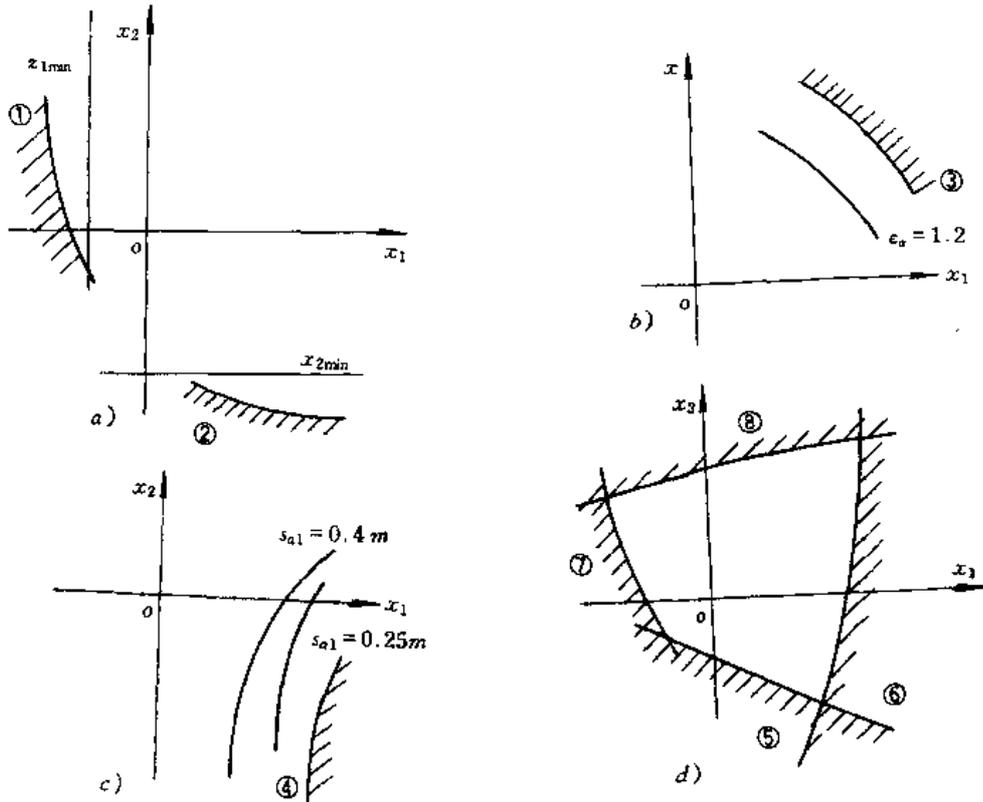


图 4-45 封闭图线

④避免产生过渡曲线干涉的限制曲线

轮 1 不发生过渡曲线干涉的检验公式:

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_2}{z_1} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha}$$

轮 2 不发生过渡曲线干涉的检验公式:

$$\operatorname{tg} \alpha' - \frac{z_1}{z_2} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') \geq \operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha}$$

上两式中齿顶压力角 α_{a1} 、 α_{a2} 、啮合角 α' 等均与变位系数有关,故可根据上两式中的 x_1 、 x_2 的关系求出避免干涉的限制曲线如图 4-45a 所示。图中曲线⑤⑥为保证轮 1 不发生过渡曲线干涉的限制曲线;曲线⑦⑧为保证轮 2 不发生过渡曲线干涉的限制曲线。变位系数的坐标点必须在这些曲线所围成的区域内,才能保证一对齿轮传动中不发生过渡曲线干涉。

以上所讨论的各种限制曲线,是封闭图中的基本曲线。除了上述的各种限制曲线外,在封闭图中还有一些质量指标,如图 4-44 中的:

曲线 a 表示大小齿轮的材质相同,当小齿轮为主动时,保证大小齿轮齿根弯曲疲劳强度相等的曲线。

曲线 δ 表示大小齿轮的材料相同,当大齿轮为主动时,保证大小齿轮齿根弯曲疲劳强度相等的曲线。

曲线 $u_1 = u_2$ 则表示在实际啮合线两端点处(图 4-46 中的 B_1 、 B_2 点),齿根滑动系数相等的曲线。

如将变位系数的坐标点取在这些曲线上,就可以得到相同的质量指标。例如将变位系数的坐标点取在 $u_1 = u_2$ 的曲线上,则表示可设计出大小两轮滑动系数相等。

由上所述,不同齿数 z_1, z_2 的组合,应具有不同的封闭图。因此采用封闭图选择变位系数时,就应要求具有大量的,不同齿数组合的封闭图。这在实际上是不可能的,所以在设计变位齿轮时,可先考虑参考封闭图册上已有的齿数组合来选定齿轮的齿数。如需定出齿轮的齿数 z_1, z_2 , 而该齿数的组合又没有封闭图时,则只好参考齿数组合相近的封闭图。

(2) 变位齿轮传动的应用及封闭图的使用

① 满足齿面具有最大接触强度的要求

欲使齿面具有最大的接触强度,就应使变位系数和 x_Σ 为最大,即

$$x_1 + x_2 = x_{\Sigma \max}$$

此式在封闭图中可用一条与坐标轴的夹角为 45° 的直线 ee 表示(图 4-47),该直线在横坐标轴上的截距 l 即为 x_Σ 。

此外,齿轮传动都应保证一定的重叠系数 $\epsilon_a \geq 1.2$, 则所选定变位系数的坐标点应位于 $\epsilon_a = 1.2$ 曲线上或在该曲线的左下方。因此,要同时满足齿面具有最大的接触强度(x_Σ 为最大)及重叠系数 $\epsilon_a \geq 1.2$ 的要求,则所选变位系数的坐标点就得同时位于 ee 线及 $\epsilon_a = 1.2$ 曲线上,而且 ee 线的截距应是最大值 l_{\max} (即 $x_{\Sigma \max}$)。显然,在此要求下,只有选在 $\epsilon_a = 1.2$ 曲线与 ee 线相切的切点 a 作为所选变位系数的坐标点,才能满足。如在 $\epsilon_a = 1.2$ 曲线的左下方任取一点 b 作为所选变位系数的坐标点时,虽然满足 $\epsilon_a = 1.2$, 但 x_Σ 却不是最大值(即 $l > l_{\max}$), 也就是不能满足齿面具有最大接触强度的要求。

综上所述可知,欲使变位系数获得最大的接触强度,应在封闭图内求取与坐标轴成 45° 的直线 ee 和 $\epsilon_a = 1.2$ (或为其他数值)曲线的切点,该点的坐标 (x_1, x_2) 即为所求的变位系数值。

② 满足齿根具有最大弯曲强度的要求

如果大、小齿轮的材质相同,则利用封闭图求取齿轮具有最大弯曲强度的变位系数极为方便。即当小齿轮为主动时,沿图 4-44 中的曲线 a (当大齿轮为主动时,沿曲线 δ) 选取数值尽可能大的 x_1, x_2 值,即能满足要求。

若大、小齿轮的材质不同,应考虑大、小齿轮齿根弯曲强度相等的条件:

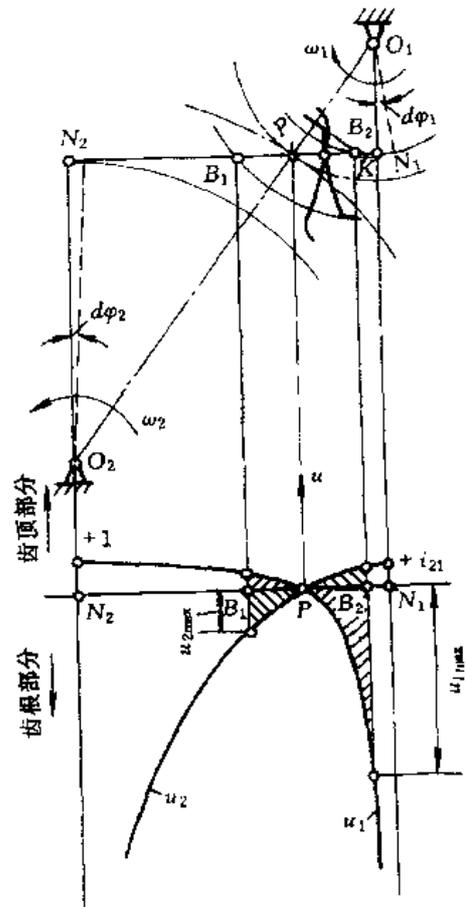


图 4-46 等移距变位齿轮传动的滑动曲线

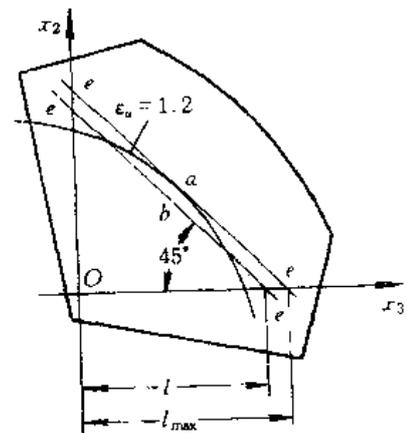


图 4-47 选取接触强度最大的变位系数

$$[\sigma]_{F_1}/Y_{Fa1}F_{Sa1} = [\sigma]_{F_2}/Y_{Fa2}F_{Sa2} \quad (4-31)$$

来选取适当的变位系数。因封闭图中没有系数 Y_{Fa} 、 Y_{Sa} 与变位系数 x 的函数曲线,按上述选取变位系数时,只好试选几个坐标点进行比较,最后确定一个较合适的数值。即在封闭图中选定几个坐标点,并分别求出各点的变位系数 x_1 、 x_2 ,再由表 4-5 查出相应的系数 Y_{Fa} 及 Y_{Sa} ,然后再分别计算各 $[\sigma]_F/Y_{Fa}F_{Sa}$ 值,看由哪一对变位系数所计算得的 $([\sigma]_{F_1}/Y_{Fa1}F_{Sa1})$ 、 $([\sigma]_{F_2}/Y_{Fa2}F_{Sa2})$ 值,不但能满足式(4-34),而且 $[[\sigma]_F/Y_{Fa}Y_{Sa}]$ 值又为最大时,就采用这一对变位系数。

③满足提高齿面及抗胶合能力的要求

若能使大、小齿轮齿根处滑动系数相等,则对齿面抗磨损及抗胶合是最为有利的,为此,变位系数的坐标点沿 $u_1 = u_2$ 曲线选取即可。

④满足对中心距的要求

为了满足对于实际中心距 a' 的要求,可由实际中心距(表 4-14),求出相应的变位系数和 x_Σ ,再根据其他要求(如上述要求)对 x_Σ 作适当的分配。

⑤满足轮齿不发生根切的要求

用变位的办法使轮齿不发生根切时,相应于刀具的变位系数为

$$x \geq h_a^* - z \sin^2 \alpha / 2$$

而最小变位系数为

$$x_{\min} = h_a^* - z \sin^2 \alpha / 2$$

封闭图中 $x_{1\min}$ 或 $x_{2\min}$ 曲线即为式(4-26)。因此只要所选变位系数的坐标点不超过该两曲线即可。

⑥满足修配齿轮的要求

在矿山机械或冶金机械等重型机械中,往往有巨型的齿轮传动(大齿轮直径达数米),当大齿轮的轮齿过度磨损,不能继续使用时,若重新做一个巨型齿轮,不仅费用大而且技术上也有困难,在此情况下可用变位齿轮的办法来进行修配。即对大齿轮采用负变位重新切齿,把已磨损的齿面全部切掉,然后按高度变位传动配上一个新的正变位小齿轮。大齿轮重切后的负变位系数,可根据原来的公称法线长与重新切齿后的公法线长(按表 4-14 中的公式)来计算或按齿厚的变化量计算。

⑦满足节点位于双齿啮合区域的要求

节点位于双齿啮合区时,可以显著地提高齿面的接触强度。由封闭图知,在 $\delta_1 = 0.0$ 及 $\delta_2 = 0.0$ 两曲线的两外侧,皆表示节点位于双齿啮合区内。因此,为满足节点位于双齿啮合区的要求,只要使所选变位系数的坐标点位于该区内即可。但是,从封闭图也可看出,在这个区域内, x_1 (或 x_2) 为负值的情况居多,而对齿轮传动的要求又是多方面的,要做到同时满足节点位于双齿啮合区及其他要求,就不一定都能实现,这要看具体情况而定。

例题 13 一对齿轮的齿数为 $z_1 = 12$, $z_2 = 15$, $m = 3\text{mm}$, $\alpha = 20^\circ$ 。采用正传动,取 $x = 0.3$, $x_2 = 0.5$ 。计算这对齿轮传动。

解:

1. 两轮的最小变位系数

$$x_{1\min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 12}{17} = 0.294$$

$$x_{2\min} = \frac{17 - z_2}{17} = \frac{17 - 15}{17} = 0.118$$

因为 $x_1 > x_{1\min}$ 和 $x_2 > x_{2\min}$, 故两轮不会根切。

2. 计算啮合角

$$\begin{aligned} \operatorname{inv} \alpha' &= \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha \\ &= \frac{2(0.3 + 0.5)}{12 + 15} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ = 0.036458 \\ \alpha' &= 26^\circ 35' 20'' \end{aligned}$$

3. 标准中心距

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{3}{2}(12 + 15) = 40.5 \text{ mm}$$

4. 计算无齿侧间隙啮合中心距

$$a' = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = 40.5 \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26^\circ 35' 20''} = 42.557 \text{ mm}$$

5. 中心距分离系数

$$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{42.557 - 40.5}{3} = 0.686$$

6. 齿顶变动系数

$$\sigma = x_1 + x_2 - y = 0.3 + 0.5 - 0.686 = 0.114$$

7. 计算齿轮主要尺寸

$$d_1 = z_1 m = 12 \times 3 = 36 \text{ mm}$$

$$d_2 = z_2 m = 15 \times 3 = 45 \text{ mm}$$

(1) 分度圆直径 (2) 齿顶圆直径

$$\begin{aligned} d_{a1} &= [z_1 + 2(h_a^* + x_1 - \sigma)]m = [12 + 2(1 + 0.3 - 0.114)] \times 3 \\ &= 43.116 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= [z_2 + 2(h_a^* + x_2 - \sigma)]m = [15 + 2(1 + 0.5 - 0.114)] \times 3 \\ &= 53.316 \text{ mm} \end{aligned}$$

(3) 全齿高

$$h = (2h_a^* + c^* - \sigma)m = (2 \times 1 + 0.25 - 0.114) \times 3 = 6.408 \text{ mm}$$

(4) 检验两轮齿顶是否变尖及重叠系数

经计算(计算过程从略)得:

$$s_{a1} = 1.94 \text{ mm} \quad s_{a2} = 1.63 \text{ mm} \quad \varepsilon = 1.2$$

均合用。

以上计算很繁杂, 现用查表计算如下:

$$x_1 + x_2 = 0.3 + 0.5 = 0.8, \text{ 故}$$

$$x_0 = \frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 0.8}{12 + 15} = 0.05922$$

查表 4-16, 得 $\alpha = 26^\circ 35' 20''$, $y_0 = 0.05083$, $\sigma_0 = 0.00839$, 再计算得:

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} y_0 = \frac{12 + 15}{2} \times 0.05083 = 0.686$$

$$\sigma = \frac{z_1 + z_2}{2} \sigma_0 = \frac{12 + 15}{2} \times 0.00839 = 0.114$$

例题 14 一车床进给箱采用滑移齿轮机构,其简图如图 4-48 所示。按照变速的需要,滑移齿轮 1 要既能与齿轮 2 啮合,又能与齿轮 3 啮合。已知模数 $m=2\text{mm}$,设计这组齿轮。

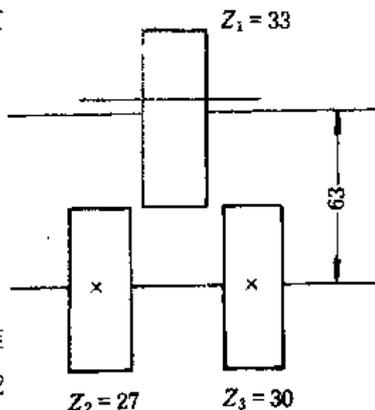


图 4-48 车床进给箱

解:

1. 标准中心距

$$a_{12} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2}{2}(33 + 27) = 60\text{mm}$$

$$a_{13} = \frac{m}{2}(z_1 + z_3) = \frac{2}{2}(33 + 30) = 63\text{mm}$$

但齿轮的实际中心距 $a' = 63$,若将三个齿轮都做成标准齿轮,则因 $a' > a_{12}$,齿轮 1、2 啮合时齿侧间隙太大,故齿轮 1、2 应采用正传动。又因 $a' = a_{13}$,因齿轮 1 已是变位齿轮,故齿轮 1、3 应为高度变位齿轮传动。

2. 简化计算

$$y_0 = \frac{a'}{a} - 1 = \frac{63}{60} - 1 = 0.05$$

查表 4-16,得:

$$a' = 26^\circ 33', x_0 = 0.05815, \sigma_0 = 0.00814$$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} x_0 = \frac{33 + 27}{2} \times 0.05815 = 1.74$$

$$\sigma = \frac{z_1 + z_2}{2} \sigma_0 = \frac{33 + 27}{2} \times 0.00814 = 0.24$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} y_0 = \frac{33 + 27}{2} \times 0.05 = 1.5$$

其次看齿轮 1、3,因这对齿轮是高度变位,所以

$$x_1 + x_3 = 0, a' = a, y = 0, \sigma = 0$$

3. 变位系数的分配

按 $x_1 + x_2 = 1.74$ 和 $x_1 + x_3 = 0$,可以有很多不同的分配方案,例如取 $x_1 = 0, x_2 = 1.74; x_3 = 0$,用图 4-49 检查,可知齿轮 2 的齿顶将变尖,所以这种分配方案不合用。

若采取将总的变位系数平均分配的办法,取 $x_1 = 0.87, x_2 = 0.87$,则 $x_3 = -0.87$ 。由图 4-50 可见,齿轮 3 将有微量的根切,因此这样的分配亦不很好。

该进给箱实际选用的变位系数是 $x_1 = 0.74, x_2 = 1.0$,则 $x_3 = -0.74$,由图 4-49 可见,齿轮 2 齿顶不变尖,齿轮 3 亦不根切,故这一分配方案可用。

也可以利用封闭图来分配变位系数。为此选出齿数为 28/34 的封闭图如图 4-50,作与坐标轴成 45° ,截距为 $x_1 + x_2 = 1.74$ 的直线(即正传动),由图可见,取 $x_1 = 0.74, x_2 = 1.0$,如图中的 A 点,是合用的。

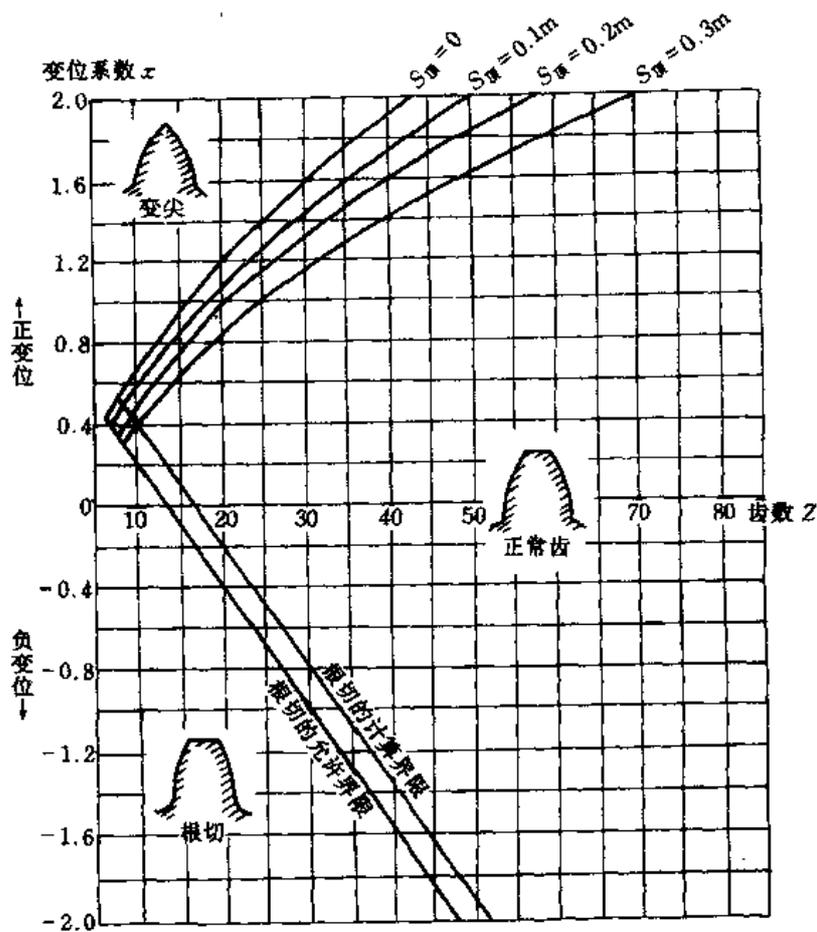


图 4-49 不发生齿顶变尖和根切界限图

用线图法确定变位系数

设计变位齿轮传动时,若没有封闭图时,还可用图 4-51 所示的图线来选取变位系数。该图分左、右两部分,右边线图的横坐标为齿数和 z_2 ,纵坐标为变位系数和 x_2 。阴影线内的区域为许用区,许用区的各射线为同一啮合角(如 18° 、 19° 、……、 24° 、 25°)时 x_2 与 z_2 的函数曲线。左边线图的横坐标为 x_1 (x_1 取为由坐标原点 O 向左为正值),纵坐标仍为变位系数和 x_2 。

用该线图选取变位系数时,先按齿数和 z_2 及其他要求在右边的许用区内选取合适的变位系数和 x_2 ,然后按左边的线图,根据 x_2 及齿数比 u 即可确定 x_1 及 $x_2 = x_2 - x_1$ 。

按图 4-51 所示的线图选取的变位系数可保证:

- ① 齿轮在啮合时不产生干涉现象;
- ② 重叠系数 $\epsilon_a \geq 1.2$ (即使在许用区上方的边界线上选取 x_2 时,也只有少数情况为 $\epsilon_a = 1.1 \sim 1.2$);
- ③ 切齿时不产生根切或只有微量根切;
- ④ 齿顶厚 $s_a > 0.4m$;
- ⑤ 滑动系数 $u_1 = u_2$;
- ⑥ 在右边线图中与齿轮模数 m 相应的曲线($m = 6.5, 7, 8 \dots$ 的点划线)的下方,选取变位系数时,皆可保证大齿轮的齿廓用范成法切成渐开线。

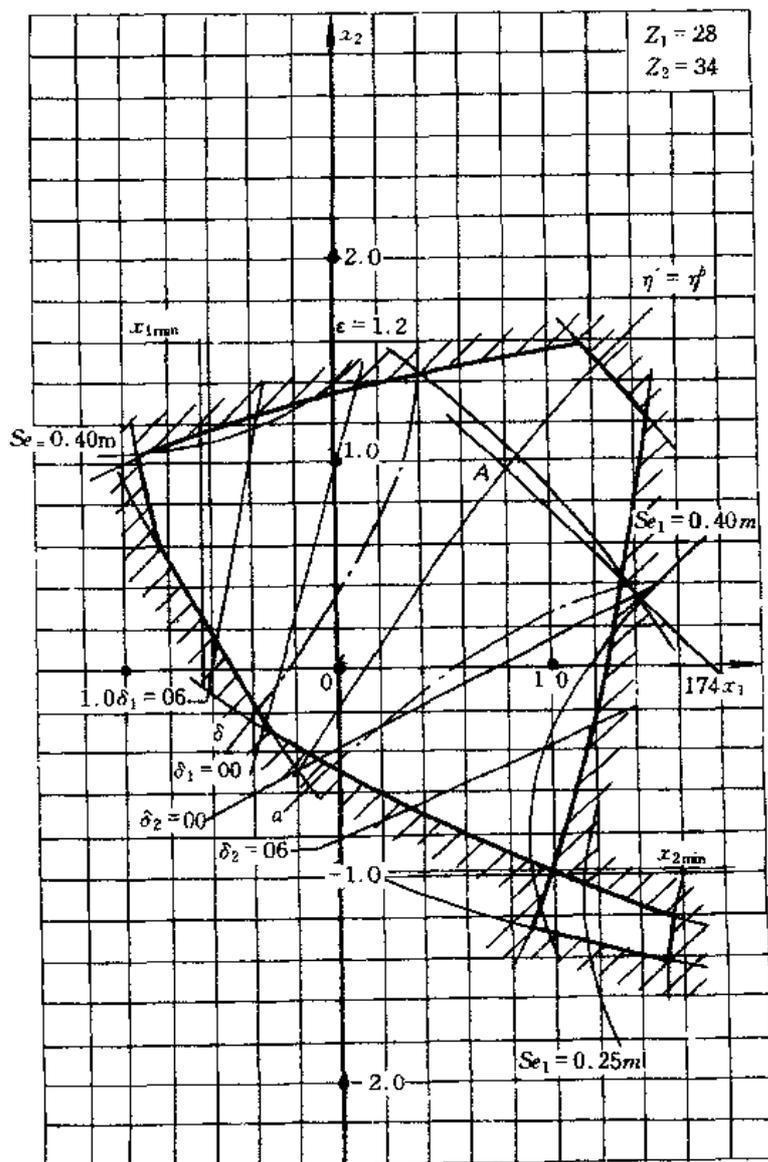


图 4-50 $z_1=28, z_2=34$ 封闭图

例题 15 设已知一齿轮传动的齿数分别为 $z_1=21, z_2=23$, 模数 $m=2.5\text{mm}$, 实际中心距 $a'=70\text{mm}$, 试选取合适的变位系数。

解:

1. 计算啮合角 α'

$$\cos\alpha' = m(z_1 + z_2)\cos\alpha / a' = 2.5(21 + 23)\cos 20^\circ / 70 = 0.91$$

$$\alpha' = 25^\circ 1' 25''$$

2. 按 $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 21 + 23 = 44$ 及 $\alpha' = 25^\circ 1' 25''$, 由图 4-51 查得 $x_\Sigma = 1.125$ 。

3. 因 $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{23}{21} = 1.095$, 故按左边线图 4-51 中的曲线 2 及 x_Σ 查得 $x_1 = 0.54$, $x_2 = x_\Sigma - x_1 =$

$$1.125 - 0.54 = 0.585。$$

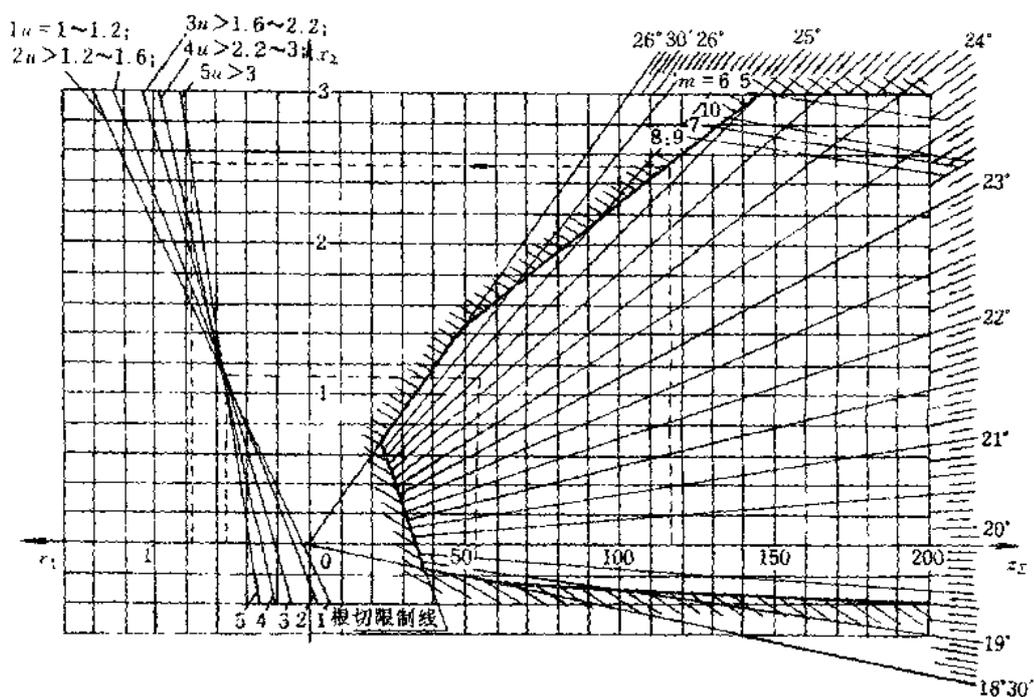


图 4-51 确定变位系数的线图

例题 16 设已知一齿轮传动的齿数为 $z_1=17, z_2=100$, 要求尽可能提高齿轮的接触强度, 试选择其变位系数。

解:

1. 选取 x_2

要尽可能地提高齿轮的接触强度, 就应按最大啮合角选取变位系数和 x_2 。

由 $z_2 = z_1 + z_2 = 117$, 按图 4-51 选取 $x_2 = 2.54$

2. 因 $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{17} = 5.9$, 故按左边线图 4-51 中的曲线 5 及 $x_2 = 2.54$, 查得 $x_1 = 0.77; x_2 = x_2 - x_1 = 2.54 - 0.77 = 1.77$ 。

图 4-52 是供选择变位系数用的另一线图法, 它能在满足上述各种限制条件下, 还提供了根据具体工作条件改进传动性能的各种可能性。

图中用水平线 P_1 到 P_9 将 x_2 由负到正分为八个区域, 其中 $P_1 \sim P_3$ 重合度较大的区域, $P_3 \sim P_6$ 是齿轮强度和重合度等综合性能都比较好的区域, $P_6 \sim P_9$ 是齿轮强度比较高的区域。 P_1 以下的区域称为特殊应用区, 在这个区域内选择变位系数, 不但会大大地降低齿轮的强度, 而且在许多情况下都会发生过渡曲线干涉的可能^①。 P_9 以上的区域重合度比较小。据分析, 在此区域或 x_2 更大的区域选择变位系数也是有可能的。

图 4-53 是将由图 4-52 所选的 x_2 分配为 x_1 和 x_2 的线图, 其中图 a 用于减速传动, 图 b 用于增速传动。分配变位系数时, 用按 $\frac{z_1 + z_2}{100}$ 和 $\frac{x_2}{2}$ 所决定的点, 由此点按 L(或 S)射线的方向作一

^① 据分析, 当减速传动且 $1 < i < 2.5$ 时, 和增速传动 $i \leq -0.6$ 时都有发生过渡曲线干涉的可能。

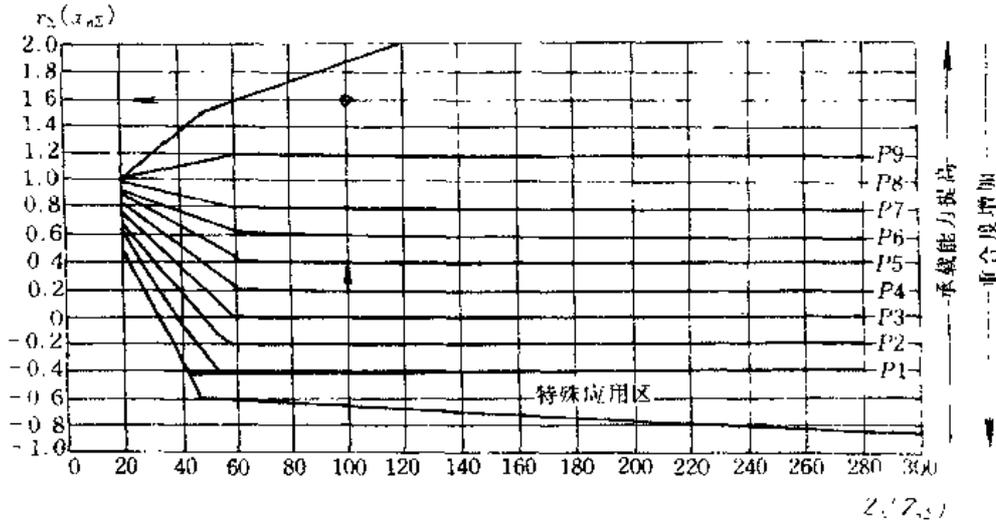


图 4-52 变位系数和(x_{Σ})的选择线图

射线,在此射线上找出 z_1 和 z_2 相应的点,然后在纵坐标上查出 x_1 和 x_2 。当 $z_{\Sigma} > 150$ 时,取 $z_{\Sigma} = 150$ 。

例题 17 一对直齿圆柱齿轮减速传动, $z_1=20, z_2=80, m=10$, 试从提高齿轮强度要求出发,选择变位系数。

解:

1. 按 $z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 100$, 如图 4-52 所示, 在 P_9 线以上初选 $x_{\Sigma} = 1.6$

2. 根据 $100 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} = \frac{100 \times 1.6}{100} = 1.6$, 由表 4-17b 查得 $100 \frac{\sigma}{x_1 + x_2} = 9.11$, 故

$$\sigma = \frac{9.11}{100} \times 1.6 = 0.1458$$

$$y = x_1 + x_2 - \sigma = 1.6 - 0.1458 = 1.4542$$

$$a' = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) + my = \frac{10}{2} \times 100 + 10 \times 1.4542 = 514.542 \text{ mm}$$

取 $a' = 515 \text{ mm}$

这时
$$y = \frac{a' - a}{m} = \frac{515 - 500}{10} = 1.5$$

$$\frac{100y}{z_1 + z_2} = \frac{100 \times 1.5}{100} = 1.5$$

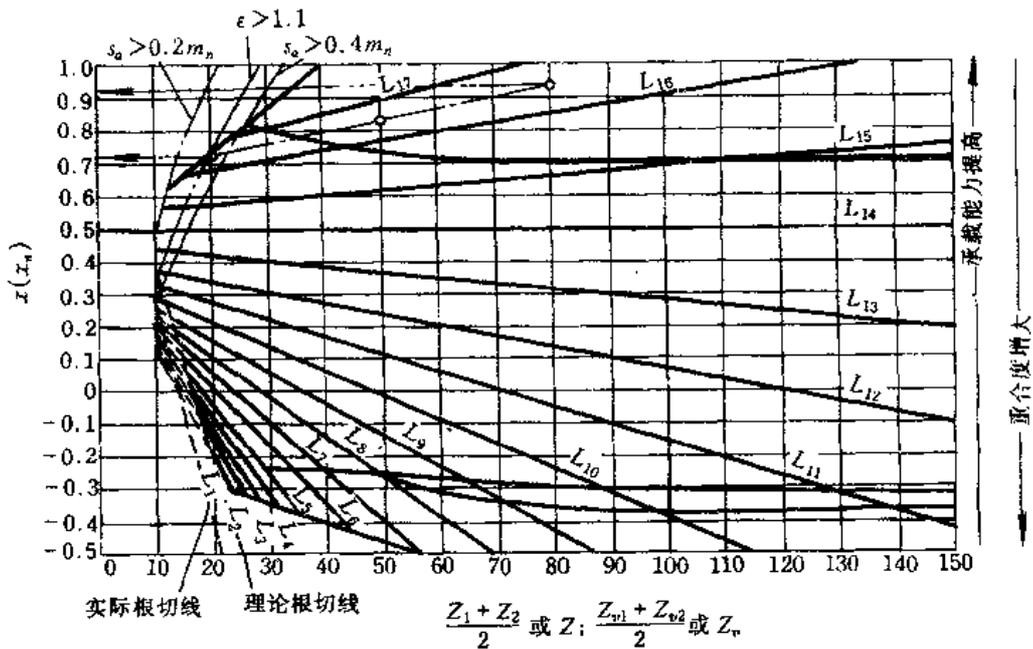
由表 4-17a 查得

$$\frac{100\sigma}{y} = 9.669 + 1.257 \times \frac{1.5 - 1.4}{0.2} = 10.2975$$

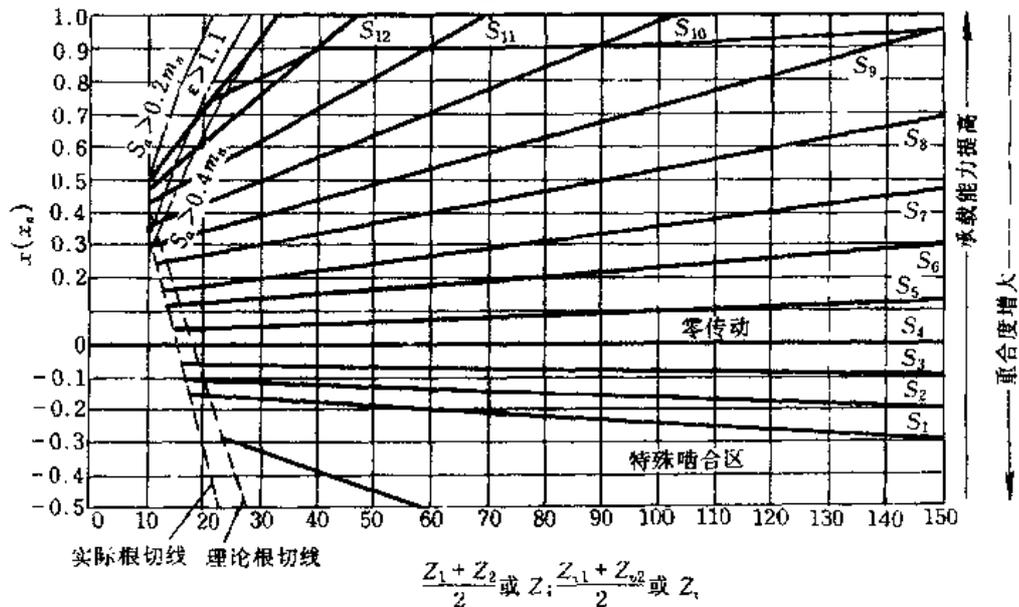
$$\sigma = \frac{10.2975 \times 1.5}{100} = 0.154$$

$$x_{\Sigma} = y + \sigma = 1.5 + 0.154 = 1.654$$

3. 由图 4-53a 的双点画线所示, 找 $\frac{z_1 + z_2}{2} = 50$ 和 $\frac{x_{\Sigma}}{2} = 0.827$ 的交点, 由此点按 L 射线方向引一射线, 在此射线上按 $z_1 = 20, z_2 = 80$ 找出 $x_1 = 0.72, x_2 = 0.934$ 。



a) 用于减速传动



b) 用于增速传动

图 4-53 将 x_2 分配为 x_1 和 x_2 的线图

4. 由表 4-17a 查得啮合角

$$a' = 23.922 + 0.496 \times \frac{1.5 - 1.4}{0.2} = 24.17^\circ = 24^\circ 10' 12''$$

例题 18 一对直齿圆柱齿轮传动, $z_1=17, z_2=46, m=5, a'=157.5\text{mm}$ 。试决定这对齿轮的变位系数。

解: 1. 求标准中心距 a

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{5}{2}(17 + 46) = 157.5\text{mm}$$

故这对齿轮应按 $x_2=0$ 分配变位系数。

2. 由图 4-53a 找出 $\frac{z_1+z_2}{2} = \frac{17+46}{2} = 31.5$ 和 $\frac{x_{\Sigma}}{2} = 0$ 的交点, 由此交点在 L_3 和 L_4 射线之间引一射线, 在此射线上找出 $z_1=17$ 的齿轮, $x_1=0.16, z_2=46$ 的齿轮, $x_2=-0.16$ 。

例题 19 重型机械设备中的减速齿轮, $z_1=40, z_2=250, m_n=10, \beta=25^\circ$, 希望大小齿轮有均衡的承载能力和耐磨损性能。试选择变位系数。

解:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{40}{\cos^3 25^\circ} = 54$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{250}{\cos^3 25^\circ} = 327, \text{ 因为 } z_{v2} > 150, \text{ 取 } z_{v2} = 150。$$

根据所提的要求, 从图 4-52 中按 $z_{v1} + z_{v2} = 54 + 150 = 204$ 选取 $x_{\Sigma} = 0.4$

在图 4-53a 中, 从 $\frac{54+150}{2} = 102$ 及 $\frac{x_{\Sigma}}{2} = 0.2$ 决定的点引 L 射线, 在此射线上按 $z_{v1}=54, z_{v1}=150$, 选得 $x_{n1}=0.32, x_{n2}=0.08$ 。

例题 20 图 4-54 所示 C6132 普通车床进给箱的三轴滑移齿轮机构。已知 $z_1=18, z_2=40, z_3=38, z_4=36, x_1=0, m=2.25, \alpha=20^\circ, h_a^*=1, a'=63\text{mm}$ 。求变位系数 x_2, x_3, x_4 , 啮合角 $\alpha'_{12}, \alpha'_{13}, \alpha'_{14}$ 和这几个齿轮的主要尺寸。

解:

1. 求变位系数

$$a_{12} = \frac{m}{2}(z_1+z_2) = \frac{2.25}{2}(18+40) = 65.25\text{mm}$$

$$a_{13} = \frac{m}{2}(z_1+z_3) = \frac{2.25}{2}(18+38) = 63\text{mm}$$

$$a_{14} = \frac{m}{2}(z_1+z_4) = \frac{2.25}{2}(18+36) = 60.75\text{mm}$$

由式(4-31)得

$$y_{12} = \frac{a' - a_{12}}{m} = \frac{63 - 65.25}{2.25} = -1$$

$$y_{13} = \frac{a' - a_{13}}{m} = \frac{63 - 63}{2.25} = 0$$

$$y_{14} = \frac{a' - a_{14}}{m} = \frac{63 - 60.75}{2.25} = -1$$

$$\frac{100y_{12}}{z_2+z_1} = -\frac{100}{18+40} = -1.724$$

$$\frac{100y_{14}}{z_4+z_1} = \frac{100}{18+36} = 1.8518$$

由表 4-17a 用内插法得

$$\begin{aligned} \frac{100\sigma_{12}}{y_{12}} &= -14.807 - (1.724 - 1.7) \frac{1.037}{1.8 - 1.7} \\ &= -15.056 \end{aligned}$$

$$\frac{100\sigma_{13}}{y_{13}} = 0$$

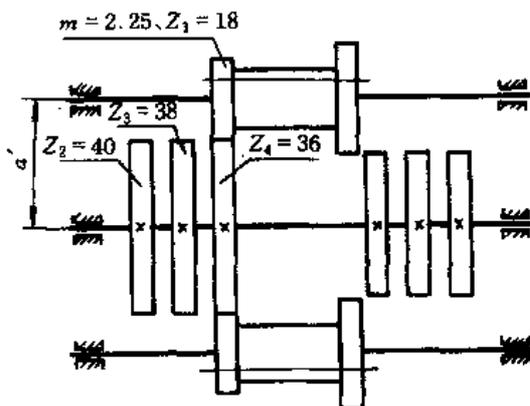


图 4-54 C6132 普通车床进给箱三轴滑移齿轮机构

$$\frac{100\sigma_{14}}{y_{14}} = 12.135 + (1.8515 - 1.8) \frac{1.204}{2 - 1.8} = 12.4668$$

$$\sigma_{12} = \frac{-15.046 \times (-1)}{100} = 0.15056$$

$$\sigma_{13} = 0$$

$$\sigma_{14} = \frac{12.4668 \times 1}{100} = 0.1247$$

$$x_1 + x_2 = \sigma_{12} + y_{12} = 0.151 - 1 = -0.849$$

$$x_2 = -0.849 - 0 = -0.849$$

$$x_1 + x_3 = 0$$

$$x_3 = 0$$

$$x_1 + x_4 = \sigma_{14} + y_{14} = 0.1247 + 1 = 1.1247$$

$$x_4 = 1.1247 - 0 = 1.1247$$

2. 求啮合角

由表 4-17a 用内插法得

$$\alpha'_{12} = 13.402^\circ + (1.724 - 1.7) \frac{0.508}{1.8 - 1.7} = 13.28^\circ = 13^\circ 16' 48''$$

$$\alpha'_{13} = \alpha = 20^\circ$$

$$\alpha'_{14} = 24.901^\circ + (1.8518 - 1.8) \frac{0.470}{2.0 - 1.8} = 25.023^\circ = 25^\circ 1' 23''$$

3. 求齿轮主要尺寸

分度圆直径

$$d_1 = mz_1 = 2.25 \times 18 = 40.5 \text{ mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 2.25 \times 40 = 90 \text{ mm}$$

$$d_3 = mz_3 = 2.25 \times 38 = 85.5 \text{ mm}$$

$$d_4 = mz_4 = 2.25 \times 36 = 81 \text{ mm}$$

顶圆直径, 由 $d_a = d + 2h_a^* m - 2\sigma m = m(z + 2h_a^* - 2x - 2\sigma)$ 得

$$d_{a1} = m(z_1 + 2h_a^* + 2x_1 - 2\sigma_{12})$$

$$= 2.25(18 + 2 + 0 - 2 \times 0.151) = 44.32 \text{ mm}$$

上式中由于 z_1 分别与 z_2 、 z_3 和 z_4 啮合, 故 σ_{12} 、 σ_{13} 、 σ_{14} 中的大者代入。

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x_2 - 2\sigma_{12})$$

$$= 2.25[40 + 2 \times 1 + 2 \times (-0.849) - 2 \times 0.151] = 90 \text{ mm}$$

$$d_{a4} = m(z_4 + 2h_a^* + 2x_4 - 2\sigma_{14})$$

$$= 2.25(36 + 2 \times 1 - 2 \times 1.1247 - 2 \times 1.1247) = 90 \text{ mm}$$

齿全高: $h = m(2h_a^* + c^* - \sigma)$

$$h_1 = h_2 = m(2h_a^* + c^* - \sigma_{12}) = 2.25(2 + 0.25 - 0.151) = 4.723 \text{ mm}$$

$$h_3 = m(2h_a^* + c^* - \sigma_{13}) = 2.25(2 + 0.25 - 0) = 5.063 \text{ mm}$$

$$h_4 = m(2h_a^* + c^* - \sigma_{14}) = 2.25(2 \times 1 + 0.25 - 1.247) = 4.782 \text{ mm}$$

例题 21 一对直齿变位齿轮, 已知 $m = 3$ 、 $\alpha = 20^\circ$ 、 $h_a^* = 1$ 、 $z_1 + z_2 = 65$ 、 $x_1 + x_2 = 1$, 求中心距 a' 。

解:

$$\frac{100(x_1+x_2)}{z_1+z_2} = \frac{100 \times 1}{65} = 1.5385$$

由表 4-17b 得

$$\frac{100\sigma}{x_1+x_2} = 8.207 + 0.903 \frac{1.5385 - 1.4}{1.6 - 1.4} = 8.832$$

所以 $\sigma = \frac{8.832}{100} \times 1 = 0.0883$

$$y = x_2 + x_1 - \sigma = 1 - 0.0883 = 0.9117$$

故 $a' = a + ym = \frac{3}{2} \times 65 + 3 \times 0.9117 = 100.235\text{mm}$

例题 22 C6150 型车床走刀箱中使用的三轴滑移公用齿轮机构(图 4-55), 根据机床走刀运动的需要, 已知: 各轮齿数为 $z_1=36, z_2=21, z_3=22, z_4=24, m=2.25\text{mm}, \alpha=20^\circ$ 和 $h_a^* = 1$ 。试决定各齿轮的变位系数, 并要求满足各齿轮齿顶厚度 $s_a \geq 0.25m$, 重叠系数 $\epsilon_a \geq 1.2$ 。

解:

1. 计算中心距 a

根据所给齿数, 当各齿轮均采用标准齿轮, 则将得到三种不同中心距:

$$a_{12} = \frac{m}{2}(z_1+z_2) = \frac{2.25}{2}(36+21) = 64.125\text{mm}$$

$$a_{13} = \frac{m}{2}(z_1+z_3) = \frac{2.25}{2}(36+22) = 65.25\text{mm}$$

$$a_{14} = \frac{m}{2}(z_1+z_4) = \frac{2.25}{2}(36+24) = 67.5\text{mm}$$

显然, 采用标准齿轮不能满足要求, 根据上列三个中心距, 选择与三者相接近的中心距 $a' = 66\text{mm}$ 。这个中心距接近于三个中心距的平均值, 且取为整数便于计算和制造。

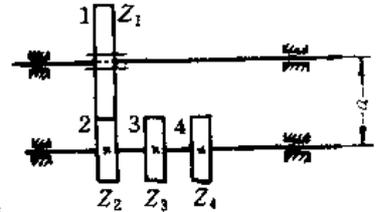


图 4-55

2. 计算啮合角 α'

由公式 $\cos\alpha' = \frac{a}{a'}\cos\alpha$, 得

$$\alpha'_{12} = \cos^{-1} \frac{a_{12}\cos\alpha}{a'} = \cos^{-1} \left(\frac{64.125}{66} \cos 20^\circ \right) = 24^\circ 4' 40'';$$

$$\alpha'_{13} = \cos^{-1} \frac{a_{13}\cos\alpha}{a'} = \cos^{-1} \left(\frac{65.250}{66} \cos 20^\circ \right) = 21^\circ 43' 8'';$$

$$\alpha'_{14} = \cos^{-1} \frac{a_{14}\cos\alpha}{a'} = \cos^{-1} \left(\frac{67.500}{66} \cos 20^\circ \right) = 16^\circ 2' 41'';$$

3. 计算变位系数和 x_s :

设两齿轮均以齿条刀具加工, 则由公式

$$\begin{aligned} x_{s_{12}} &= x_1 + x_2 = \frac{(\text{inv}\alpha' - \text{inv}\alpha)(z_1+z_2)}{2\text{tg}\alpha} \\ &= \frac{(\text{inv}24^\circ 4' 40'' - \text{inv}20^\circ)(36+22)}{2\text{tg}20^\circ} = 0.9175; \\ x_{s_{13}} &= x_1 + x_3 = \frac{(\text{inv}21^\circ 43' 8'' - \text{inv}20^\circ)(36+22)}{2\text{tg}20^\circ} = 0.3473; \\ x_{s_{14}} &= x_1 + x_4 = \frac{(\text{inv}16^\circ 2' 41'' - \text{inv}20^\circ)(36+24)}{2\text{tg}20^\circ} = -0.6056. \end{aligned}$$

设取 $x_1 = -0.2056$, 则

$$x_2 = 0.9175 - x_1 = 0.9175 + 0.2056 = 1.1231$$

$$x_3 = 0.3473 - x_1 = 0.3473 + 0.2056 = 0.5529$$

$$x_4 = -0.6056 + 0.2056 = -0.4000$$

4. 计算齿顶高变动系数 σ :

$$\sigma_{12} = x_1 + x_2 - \frac{a' - a}{m} = 0.9175 - \frac{66 - 64.125}{2.25} = 0.0842;$$

$$\sigma_{13} = x_1 + x_3 - \frac{a' - a}{m} = 0.3473 - \frac{66 - 65.25}{2.25} = 0.0140;$$

$$\sigma_{14} = x_1 + x_4 - \frac{a' - a}{m} = -0.6056 - \frac{66 - 67.5}{2.25} = 0.0611;$$

为了保证足够的径向间隙, 将齿轮 1 的齿顶变动系数取为 0.0842, 其余各齿轮按上述计算值取。

5. 计算齿轮各部分尺寸(按表 4-14)

序号	名称	计 算 值			
		齿轮 1 $x_1 = -0.2056$	齿轮 2 $x_2 = 1.1231$	齿轮 3 $x_3 = 0.5529$	齿轮 4 $x_4 = -0.4000$
1	分度圆直径 d	81.00	47.250	49.500	54.000
2	齿顶高 h_a	1.598	4.587	3.462	1.213
3	齿根高 h_f	3.275	0.286	1.569	3.712
4	全齿高 h	4.873	4.873	5.037	4.925
5	齿顶圆直径 d_a	84.196	56.424	56.424	56.426
6	齿根圆直径 d_f	74.450	46.678	46.392	46.576
7	基圆直径 d_b	76.115	44.400	46.515	50.743
8	分度圆齿厚 s	3.918	5.375	4.439	2.879

6. 验算径向间隙:

$$c_{12} = c'_{12} = a' - \frac{d_{a1} + d_{f2}}{2} = 66 - \frac{84.196 + 46.678}{2} = 66 - 65.437 = 0.563\text{mm}$$

$$c_{13} = a' - \frac{d_{a1} + d_{f3}}{2} = 66 - \frac{84.196 + 46.362}{2} = 66 - 65.279 = 0.721\text{mm}$$

$$c'_{13} = a' - \frac{d_{f1} + d_{a3}}{2} = 66 - \frac{74.450 + 56.424}{2} = 66 - 65.437 = 0.563\text{mm}$$

$$c_{14} = a' - \frac{d_{a1} + d_{f4}}{2} = 66 - \frac{84.196 + 46.576}{2} = 66 - 65.386 = 0.614\text{mm}$$

$$c'_{14} = a' - \frac{d_{f1} + d_{a4}}{2} = 66 - \frac{74.450 + 56.424}{2} = 66 - 65.438 = 0.562\text{mm}$$

经验算, 径向间隙都满足 $c \geq 0.25m$

7. 验算轮齿厚度

由 $s_a = s \frac{d_a}{d} - d_a (\text{inv} \alpha_a - \text{inv} \alpha)$ 及 $\alpha_a = \cos^{-1} \frac{d_b}{d_a}$ 得

$$s_{a1} = 3.198 \frac{84.196}{81} - 84.196 (\operatorname{inv} \cos^{-1} \frac{76.115}{84.196} - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1.953 \text{mm}$$

$$s_{a2} = 5.574 \frac{56.424}{47.250} - 56.424 (\operatorname{inv} \cos^{-1} \frac{44.400}{56.424} - \operatorname{inv} 20^\circ) = 0.5185 \text{mm}$$

$$s_{a3} = 4.439 \frac{56.424}{49.500} - 56.424 (\operatorname{inv} \cos^{-1} \frac{46.515}{56.424} - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1.118 \text{mm}$$

$$s_{a4} = 2.879 \frac{56.426}{54.000} - 56.426 (\operatorname{inv} \cos^{-1} \frac{50.743}{56.426} - \operatorname{inv} 20^\circ) = 1.948 \text{mm}$$

经验算,除齿轮 2 齿顶厚略小于 $0.25m$ 外,其余均满足 $s_a \geq 0.25m$ 要求。

8. 验算重叠系数

由公式: $\epsilon = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha) + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha)]$ 得

$$\epsilon_{12} = \frac{1}{2\pi} [36(\operatorname{tg} 25^\circ 18' 30'' - \operatorname{tg} 24^\circ 4' 40'') + 21(\operatorname{tg} 38^\circ 6' 10'' - \operatorname{tg} 24^\circ 4' 40'')] = 1.28;$$

$$\epsilon_{13} = \frac{1}{2\pi} [(\operatorname{tg} 25^\circ 18' 30'' - \operatorname{tg} 21^\circ 43' 8'') + 22(\operatorname{tg} 34^\circ 27' 22'' - \operatorname{tg} 21^\circ 43' 8'')] = 1.44;$$

$$\epsilon_{14} = \frac{1}{2\pi} [36(\operatorname{tg} 25^\circ 18' 30'' - \operatorname{tg} 16^\circ 2' 27'') + 24(\operatorname{tg} 25^\circ 55' 51'' - \operatorname{tg} 16^\circ 2' 41'')] = 1.82;$$

经上述计算,重叠系数均大于 1.2,满足要求。

上述计算,在选择变位系数时,仅考虑满足凑中心距及传动的要求,对提高强度、改善磨损情况等质量指标未作较好考虑。同时,上述变位系数的选择也非唯一可用的数据,选用其他合适数值亦能同样满足要求。

C. 变位系数的表选法

为了简化计算,目前已有一些现成的变位系数选择表,可供设计时参考,但是这些数据仅仅是依据某些传动质量指标制订出来的,可按生产需要选择相应的变位系数。

(1) 直齿圆柱齿轮高度变位系数表选法

表 4-20 主要是为了消除齿轮的根切,使一对齿轮的强度相等,并容许齿顶厚度略变薄。

表 4-21 根据最大限度地提高抗弯强度和耐磨损、抗胶合性能所推荐的高度变位系数。

(2) 角度变位系数表选法

表 4-22 为角度变位齿轮啮合时,对接触强度有利的变位系数 x_1 和 x_2 。

表 4-23 是当小齿轮主动并且两轮材料的许用应力相等时,对弯曲强度最有利的角度变位系数。

渐开线齿轮传动可借适当的变位修正获得所需要的特性,满足一定的使用要求。为了提高外啮合齿轮传动的弯曲强度和接触强度,增强耐磨性及抗胶合能力,推荐采用的变位系数列于表 4-24 中。按表中所列变位系数设计制造的齿轮传动皆能确定轮齿不产生根切与干涉、端面重合度 $\epsilon_a \geq 1.2$ 及齿顶厚度 $s_a \geq 0.25m_n$ 。对于斜齿圆柱齿轮或直齿圆锥齿轮,按当量齿数 z_v 查表,所得变位系数对斜齿圆柱齿轮为法向数值 x_{n1} 、 x_{n2} 。

表 4-20 直齿圆柱齿轮高度变位系数($\alpha=20^\circ, h_a^*=1$)

$z_1 \backslash z_2$	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	42	44	46
14													0.415
15													0.385
16												0.350	0.358
17												0.325	0.333
18											0.292	0.301	0.310
19											0.270	0.280	0.289
20										0.240	0.250	0.260	0.269
21									0.215	0.222	0.232	0.242	0.251
22								0.190	0.198	0.205	0.215	0.225	0.234
23							0.166	0.174	0.182	0.189	0.199	0.209	0.218
24						0.142	0.150	0.158	0.166	0.173	0.183	0.193	0.202
25					0.120	0.128	0.136	0.144	0.151	0.155	0.169	0.179	0.188
26				0.097	0.106	0.114	0.122	0.129	0.136	0.143	0.154	0.164	0.175
27			0.075	0.084	0.092	0.100	0.108	0.115	0.122	0.129	0.140	0.150	0.159
28		0.050	0.060	0.069	0.078	0.086	0.094	0.101	0.108	0.115	0.126	0.136	0.146
29	0.026	0.037	0.047	0.056	0.065	0.078	0.002	0.088	0.095	0.118	0.118	0.123	0.133
30	0.013	0.025	0.035	0.044	0.052	0.060	0.068	0.075	0.082	0.089	0.100	0.110	0.120
31		0.012	0.023	0.033	0.041	0.049	0.057	0.064	0.071	0.078	0.089	0.098	0.109
32			0.011	0.021	0.030	0.038	0.046	0.053	0.060	0.067	0.078	0.089	0.099
33				0.010	0.020	0.028	0.036	0.043	0.050	0.057	0.068	0.079	0.088
34					0.010	0.018	0.026	0.033	0.040	0.047	0.058	0.069	0.079
35						0.009	0.017	0.024	0.031	0.039	0.049	0.060	0.070
36							0.008	0.015	0.022	0.029	0.040	0.051	0.062
37								0.007	0.014	0.021	0.032	0.043	0.054
38									0.007	0.013	0.024	0.035	0.046
39										0.006	0.017	0.028	0.038
40											0.011	0.022	0.032

续表

$x_1 \backslash x_2$	50	56	60	66	70	76	80	86	90	96	100	110	120
10	0.554	0.564	0.570	0.576	0.580	0.584	0.586	0.588	0.589	0.590			
11	0.520	0.532	0.540	0.548	0.552	0.557	0.559	0.562	0.563	0.565			
12	0.487	0.502	0.510	0.519	0.525	0.530	0.532	0.535	0.537	0.539			
13	0.457	0.471	0.479	0.491	0.497	0.503	0.506	0.509	0.511	0.513	0.514	0.515	0.517
14	0.427	0.442	0.450	0.462	0.469	0.470	0.480	0.483	0.485	0.487	0.489	0.493	0.495
15	0.398	0.414	0.423	0.435	0.442	0.451	0.456	0.460	0.462	0.466	0.468	0.472	0.475
16	0.373	0.389	0.397	0.409	0.417	0.427	0.432	0.438	0.440	0.446	0.448	0.452	0.456
17	0.348	0.364	0.374	0.388	0.394	0.404	0.410	0.416	0.419	0.425	0.428	0.433	0.437
18	0.326	0.343	0.353	0.366	0.374	0.384	0.390	0.396	0.400	0.406	0.408	0.414	0.419
19	0.305	0.324	0.344	0.349	0.357	0.367	0.372	0.378	0.382	0.388	0.390	0.396	0.401
20	0.285	0.305	0.316	0.331	0.340	0.350	0.356	0.362	0.365	0.370	0.373	0.379	0.385
21	0.268	0.287	0.299	0.315	0.324	0.334	0.338	0.346	0.350	0.355	0.357	0.364	0.370
22	0.257	0.271	0.283	0.300	0.309	0.318	0.322	0.331	0.335	0.340	0.342	0.350	0.356
23	0.235	0.253	0.267	0.284	0.293	0.301	0.307	0.316	0.320	0.326	0.328	0.336	0.343
24	0.219	0.240	0.252	0.269	0.278	0.287	0.293	0.302	0.307	0.313	0.316	0.324	0.330
25	0.204	0.225	0.238	0.255	0.264	0.274	0.280	0.289	0.294	0.300	0.304	0.312	0.319
26	0.190	0.211	0.225	0.242	0.251	0.262	0.268	0.277	0.281	0.288	0.292	0.300	0.307
27	0.176	0.199	0.212	0.229	0.239	0.250	0.256	0.265	0.269	0.277	0.281	0.289	0.296
28	0.163	0.187	0.200	0.217	0.227	0.238	0.244	0.253	0.258	0.266	0.270	0.279	0.285
29	0.150	0.174	0.189	0.206	0.216	0.227	0.233	0.242	0.248	0.256	0.260	0.268	0.275
30	0.138	0.163	0.178	0.196	0.204	0.216	0.222	0.232	0.238	0.246	0.250	0.259	0.266
32	0.118	0.142	0.158	0.176	0.185	0.197	0.203	0.212	0.218	0.227	0.232	0.241	0.248
34	0.099	0.124	0.140	0.158	0.167	0.179	0.185	0.194	0.200	0.209	0.215	0.224	0.232
35	0.090	0.115	0.131	0.148	0.158	0.170	0.177	0.186	0.192	0.201	0.206	0.215	0.223
36	0.082	0.106	0.122	0.140	0.150	0.162	0.169	0.178	0.184	0.193	0.198	0.208	0.216
38	0.066	0.090	0.105	0.123	0.134	0.146	0.153	0.162	0.168	0.177	0.182	0.192	0.201
40	0.052	0.076	0.090	0.109	0.120	0.132	0.139	0.148	0.154	0.162	0.168	0.178	0.187

表 4-21 根据最大限度地提高抗弯强度和耐磨损、抗胶合性能所推荐的高度变位系数

Z_1	Z_2												适用条件
	18	22	28	34	42	50	65	80	100	125	155	190	
12	0.19	0.24	0.29	0.34	0.38	0.42	0.48	0.54	0.62				1
	—	0.33	0.40	0.43	0.47	0.49	0.52	0.53	—				2
15	0.13	0.20	0.27	0.32	0.36	0.41	0.47	0.52	0.57				1
	—	0.20	0.28	0.33	0.37	0.40	0.43	0.45	—				2
18	0.09	0.17	0.24	0.30	0.34	0.39	0.46	0.52	0.56				1
	0	0.10	0.19	0.24	0.29	0.33	0.36	0.39	0.41				2
22		0.15	0.21	0.28	0.32	0.37	0.45	0.51	0.56	0.56			1
		0	0.10	0.16	0.22	0.25	0.30	0.33	0.34	—			2
28			0.18	0.24	0.29	0.35	0.44	0.50	0.56	0.56	0.56		1
			0	0.07	0.13	0.16	0.21	0.24	—	—	—		2
34				0.20	0.27	0.33	0.42	0.48	0.55	0.55	0.55	0.55	1
				0	—	—	—	—	—	—	—	—	2
42					0.26	0.30	0.40	0.47	0.55	0.55	0.55	0.55	1
					—	—	—	—	—	—	—	—	2
50						0.29	0.38	0.45	0.54	0.54	0.54	0.54	1
						—	—	—	—	—	—	—	2
65							0.38	0.46	0.55	0.55	0.55	0.55	1
							—	—	—	—	—	—	2
80								0.46	0.58	0.58	0.58	0.58	1
								—	—	—	—	—	2
100									0.60	0.60	0.60	0.60	1
									—	—	—	—	2

注:1. 适用条件:“1”为对抗弯强度取最有利的变位系数;“2”为对耐磨损及抗胶合最有利的变位系数。

2. Z_1 为主动轮, Z_2 为从动轮, 如 Z_1 改为从动轮, 此表适用条件“1”不能用。

表 4-22 角度变位啮合对接触强度最有利的变位系数

Z_1	x	Z_2											
		12	15	18	22	28	34	42	50	65	80	100	
12	x_1	0.38	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
	x_2	0.38	0.50	0.61	0.66	0.88	1.03	1.03	1.43	1.69	1.96	2.30	
15	x_1		0.45	0.34	0.38	0.26	0.23	0.20	0.25	0.26	0.30	0.36	
	x_2		0.45	0.64	0.75	1.04	1.42	1.53	1.65	1.87	2.14	2.32	
18	x_1			0.54	0.60	0.40	0.30	0.29	0.32	0.41	0.48	0.52	
	x_2			0.54	0.64	1.02	1.30	1.48	1.63	1.89	2.08	2.31	
22	x_1				0.68	0.59	0.48	0.40	0.43	0.53	0.61	0.65	
	x_2				0.68	0.94	1.20	1.48	1.60	1.80	1.99	2.19	
28	x_1					0.86	0.80	0.72	0.64	0.70	0.75	0.80	
	x_2					0.86	1.08	1.33	1.60	1.84	2.04	2.26	
34	x_1						1.01	0.90	0.80	0.83	0.89	0.94	
	x_2						1.01	1.30	1.58	1.79	1.97	2.22	
42	x_1							1.17	1.11	1.05	1.09	1.12	
	x_2							1.17	1.42	1.75	1.95	2.20	
50	x_1								1.34	1.32	1.26	1.28	
	x_2								1.34	1.60	1.88	2.13	
65	x_1									1.58	1.57	1.55	
	x_2									1.58	1.83	2.10	

续表

Z_1	x	Z_2											
		12	15	18	22	28	34	42	50	65	80	100	
80	x_1											1.82	1.75
	x_2											1.82	2.00
100	X_1												1.90
	X_2												1.90

表 4-23 角度变位对弯曲强度最有利的变位系数

Z_1	x	Z_2										
		12	15	18	22	28	34	42	50	65	80	100
12	x_1	0.47	0.53	0.57	0.62	0.70	0.76	0.75	0.58	0.55	0.54	0.53
	x_2	0.23	0.22	0.25	0.28	0.26	0.22	0.21	-0.16	-0.35	-0.54	-0.76
15	x_1		0.58	0.64	0.73	0.79	0.83	0.92	0.97	0.80	0.73	0.71
	x_2		0.28	0.29	0.32	0.35	0.34	0.32	0.31	0.04	-0.15	-0.22
18	x_1			0.72	0.81	0.89	0.93	1.02	1.05	1.10	1.14	1.00
	x_2			0.34	0.38	0.38	0.37	0.35	0.36	0.40	0.40	0.28
20	x_1				0.95	1.04	1.08	1.18	1.22	1.17	1.15	1.12
	x_2				0.39	0.40	0.38	0.38	0.42	0.36	0.26	0.22
28	x_1					1.26	1.30	1.24	1.22	1.19	1.16	1.14
	x_2					0.42	0.36	0.31	0.25	0.20	0.12	0.08
34	x_1						1.38	1.31	1.25	1.23	1.19	1.15
	x_2						0.34	0.27	0.20	0.15	0.07	0.01
42	x_1							1.35	1.30	1.25	1.20	1.15
	x_2							0.20	0.12	0.02	-0.06	-0.14
50	x_1								1.34	1.28	1.21	1.14
	x_2								0.04	-0.05	-0.15	-0.22
65	x_1									1.32	1.24	1.17
	x_2									-0.12	-0.22	-0.35
80	x_1										1.25	1.18
	x_2										-0.32	-0.45
100	x_1											1.18
	x_2											-0.56

表 4-24 提高外啮合齿轮传动强度的变位系数荐用值

$z_1(z_{v1})$	$x(x_n)$	$z_2(z_{v2})$															
		22		28		34		42		50		65		80		100	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
15	I	0.28	0.75	0.26	1.04	0.23	1.32	0.20	1.53	0.25	1.65	0.26	1.87	0.30	2.14	0.36	2.32
	II	0.73	0.32	0.79	0.35	0.83	0.34	0.92	0.32	0.97	0.31	0.80	0.04	0.73	-0.15	0.71	-0.22
	III	0.55	0.54	0.60	0.63	0.63	0.72	0.68	0.88	0.66	1.02	0.67	1.22	0.67	1.36	0.66	1.70
18	I	0.58	0.64	0.40	1.02	0.30	1.30	0.29	1.48	0.30	1.63	0.41	1.89	0.48	2.08	0.52	2.31
	II	0.81	0.38	0.89	0.38	0.93	0.37	1.02	0.36	1.05	0.36	1.00	0.40	1.14	0.40	1.00	0.28
	III	0.60	0.63	0.63	0.72	0.67	0.82	0.68	0.94	0.70	1.10	0.71	1.35	0.71	1.61	0.71	1.90

续表

$z_1(z_{v1})$	$x(x_n)$	$z_2(z_{v2})$															
		22		28		34		42		50		65		80		100	
		x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2	x_1	x_2
22	I	0.68	0.68	0.59	0.94	0.48	1.20	0.40	1.48	0.43	1.60	0.53	1.80	0.61	1.99	0.65	2.19
	II	0.95	0.39	1.04	0.40	1.08	0.38	1.18	0.38	1.20	0.42	1.10	0.36	1.15	0.26	1.12	0.22
	III	0.67	0.67	0.71	0.81	0.74	0.90	0.76	1.03	0.76	1.17	0.76	1.44	0.76	1.73	0.76	1.98
38	I			0.86	0.86	0.80	1.08	0.72	1.33	0.64	1.60	0.70	1.82	0.75	2.04	0.80	6.22
	II			1.26	0.42	1.30	0.36	1.24	0.31	1.20	0.25	1.17	0.18	1.16	0.12	1.12	0.08
	III			0.85	0.85	0.86	1.00	0.88	1.12	0.91	1.26	0.88	1.56	0.87	1.85	0.86	2.12
34	I					1.00	1.00	0.88	1.30	0.80	1.58	0.83	1.79	0.89	1.97	0.94	2.18
	II					1.34	0.34	1.26	0.26	1.25	0.20	1.20	0.15	1.16	0.07	1.13	0.00
	III					1.00	1.00	1.00	1.16	1.00	1.31	0.99	1.55	0.98	1.80	1.00	2.15

注: * I—适用于提高接触强度; II—适用于提高弯曲强度; III—适用于提高耐磨性及抗胶合能力。

例题 23 CW6140 床头箱中有一对齿轮(图 4-56), $z_1=16$ 、 $z_2=72$ 、 $m=2.75\text{mm}$, 齿顶高系数 $h_a^*=1$; $\alpha=20^\circ$, 中心距 $a'=121\text{mm}$ 。试设计这对齿轮。

解:

1. 确定传动类型

先计算未变位时的标准中心距 a

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{2.75}{2}(16 + 72) = 121\text{mm}$$

由于 $a' = a$, 且 $z_1 + z_2 = 16 + 72 = 88 > 2z_{\min}$, 所以只能高度变位。

2. 选择变位系数 x_1 和 x_2

查表 4-20, 对于 $z_1=16$, $z_2=72$ 的高度变位系数为 $x_1=0.421$, 所以 $x_2=-0.421$ 。



图 4-56 一对圆柱齿轮

当然这不是唯一的选择, 在设计中根据齿轮的具体工作条件可以选择更合适的变位系数。

3. 计算变位齿轮的几何尺寸

① 齿面高 h_{a1} 、 h_{a2}

$$h_{a1} = m(h_a^* + x_1) = 2.75(1 + 0.421) = 3.90\text{mm}$$

$$h_{a2} = m(h_a^* + x_2) = 2.75(1 - 0.421) = 1.59\text{mm}$$

② 齿根高

$$h_{f1} = m(h_a^* + c^* - x_1) = 2.75(1 + 0.25 - 0.421) = 2.28\text{mm}$$

$$h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2) = 2.75(1 + 0.25 + 0.421) = 4.595\text{mm}$$

③ 齿全高

$$\begin{aligned} h_1 &= h_{a1} + h_{f1} = m(h_a^* + x_1) + m(h_a^* + c^* - x_1) = m(2h_a^* + c^*) \\ &= 2.75(2 + 0.25) = 6.1875\text{mm} \end{aligned}$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2} = m(h_a^* + x_2) + m(h_a^* + c^* - x_2) = m(2h_a^* + c^*) \\ = 2.75(2 + 0.25) = 6.1875\text{mm}$$

④齿顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = mz_1 + 2m(h_a^* + x_1) = 2.75 \times 16 + 2 \times 2.75(1 + 0.421) = 51.8\text{mm}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^* + 2x_2) = 2.75(72 + 2 - 2 \times 0.241) = 201.18\text{mm}$$

例题 24 一对变位齿轮 $z_1 = 12, z_2 = 25, m = 5\text{mm}, \alpha = 20^\circ, h_a^* = 1$ 。要求的实际中心距 $a' = 94\text{mm}$, 求这一对齿轮的变位系数以及齿轮的各部几何尺寸。

解:

1. 确定传动类型

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{5}{2}(12 + 25) = 92.5\text{mm}$$

由于 $a' = 94\text{mm} > a = 92.5\text{mm}$, 所以必须采用正传动来配凑中心距 $a = 94\text{mm}$

2. 确定 x_1 和 x_2

$$\text{由 } \cos a' = \frac{a}{a'} \cos \alpha = \frac{92.5}{94} \cos 20^\circ = \frac{92.5}{94} \times 0.9397 = 0.9247$$

所以 啮合角 $\alpha' = 22^\circ 23'$

$$\text{由 } x_2 = x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha) = \frac{12 + 25}{2 \operatorname{tg} 20^\circ} (\operatorname{inv} 22^\circ 23' - \operatorname{inv} 20^\circ) \\ = \frac{(12 + 25)}{2 \times 0.364} (0.0211 - 0.0149) = 0.315$$

分配 x_1 和 x_2 : 因小齿轮 $z_1 < z_{\min}$, 为了不发生根切, 应该分配较大的正变值。

$$x_1 = \frac{17 - 12}{17} = 0.294$$

为了提高小齿轮的强度, 可以将全部 $x_2 = 0.315$ 分配给小齿轮, 这时大齿轮的变位系数为零, 也就是标准齿轮。

所以 $x_1 = x_2 = 0.315 \quad x_2 = 0$

3. 齿顶高降低系数 σ

$$\sigma = x_1 + x_2 - y = 0.315 - \frac{94 - 92.5}{5} = 0.015$$

4. 齿轮各部的几何尺寸

①齿顶高

$$h_{a1} = m(h_a^* + x - \sigma) = 5(1 + 0.315 - 0.015) = 6.5\text{mm}$$

$$h_{a2} = h_a^* m = 1 \times 5 = 5\text{mm}$$

②全齿高

$$h_1 = m(2h_a^* + c^* - \sigma) = 5(2 + 0.25 - 0.015) = 11.18\text{mm}$$

$$h_2 = m(2h_a^* + c^*) = 5(2 + 0.25) = 11.25\text{mm}$$

③齿顶圆直径 d_a

$$d_{a1} = m(z_1 + 2h_a^* + 2x_1 - 2\sigma) = 5(12 + 2 \times 1 + 2 \times 0.315 - 2 \times 0.015) = 73\text{mm}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^*) = 5(25 + 2 \times 1) = 135\text{mm}$$

六、变位齿轮传动的强度计算

(一) 变位直齿圆柱齿轮传动的计算

1. 变位直齿轮的齿根弯曲疲劳强度

变位直齿轮齿根弯曲疲劳强度, 仍用标准齿轮传动的公式(表 4-13)计算, 即:

$$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{Sa} \leq [\sigma]_F \text{ MPa}$$

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2KF_t}{\varphi_d z_1^2} \left(\frac{Y_{Fa} Y_{Sa}}{[\sigma]_F} \right)} \text{ mm}$$

计算式中的齿形系数 F_{Fa} 及应力校正系数 Y_{Sa} 也随之改变。在一定的齿数范围内(如 80 齿以内), 正变位齿轮的齿厚增加(即 Y_{Fa} 减小), 尽管齿根圆角半径减小(即 Y_{Sa} 有所增加), 但 $Y_{Fa} Y_{Sa}$ 的乘积仍然减小, 因而对齿轮采用正变位修正, 可以提高轮齿的弯曲强度。

2. 变位直齿轮齿面接触强度

(1) 高度变位齿轮传动

在变位齿轮传动中, 分别以 x_2, x_1 代表在大、小齿轮的变位系数, x_z 代表配对齿轮的变位系数和, 即 $x_z = x_1 + x_2$ 。对于 $x_z = 0$ 的高度变位齿轮传动, 因 $\alpha' = \alpha, d'_1 = d_1$, 故轮齿的接触强度不变, 所以高度变位齿轮传动的接触强度仍沿用标准齿轮的公式(表 4-13)计算, 即

$$d_1 \geq 2.32 \sqrt{\frac{KT_1}{\varphi_d} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot \left(\frac{Z_E}{[\sigma]_H} \right)^2} \text{ mm}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma]_H \text{ MPa}$$

(2) 角度变位齿轮传动

对于 $\alpha' \neq \alpha, d'_1 \neq d_1, x_z \neq 0$ 的角度变位齿轮传动, 其轮齿接触强度的变化由区域系数 Z_H 来体现。角度变位直齿圆柱齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \operatorname{tg} \alpha'}}$$

$x_z > 0$ 的角度变位齿轮传动, 节点的啮合角 $\alpha' > \alpha$, 可使区域系数 Z_E 减小, 因而轮齿的接触强度提高了。

(二) 变位斜齿圆柱齿轮传动的计算

1. 齿根的弯曲疲劳强度

轮齿齿根的弯曲疲劳强度仍按表 4-13 中的式(4-16)及(4-15)计算。

2. 轮齿齿面接触疲劳强度

(1) 高度变位斜齿轮齿面接触强度

高度变位斜齿轮齿面接触强度仍沿用表 4-13 中公式(4-18)及(4-17)计算。

(2) 角度变位斜齿轮齿面接触强度

对于斜齿圆柱齿轮传动采用角度变位设计的很少, 因为 $x_z > 0$ 使啮合角增大的收益, 往往被重合度的损失抵消(因为 $\epsilon_a = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha') + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha')] + \frac{B \sin \beta}{\pi m_n}$)。

如果必须计算, 其轮齿接触强度的变化也由区域系数 Z_H 来体现。角度变位斜齿轮传动的区域系数为

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_i \operatorname{tg} \alpha'_i}}$$

式中 α_i, α'_i 分别为变位斜齿轮的端面压力角及端面啮合角。

(三)直齿圆锥齿轮的变位修正

1. 标准圆锥齿轮不产生根切的最少齿数

标准圆锥齿轮不产生根切的最少齿数 z_{\min} , 根据当量齿轮不产生根切的最少齿数 $z_{v\min}$ 进行换算, 即

$$z_{\min} = z_{v\min} \cos \delta$$

当 $h_a^* = 1, \alpha = 20^\circ$ 时, $z_{v\min} = 17$ 。对于具有不同分度圆锥角 δ 的圆锥齿轮, 其最少齿数可由上式计算。

2. 直齿圆锥齿轮的变位修正

圆锥齿轮传动多采用高度变位修正(即等移距变位)。变位方式有两种, 除了径向变位外, 还有切向变位。切向变位是在加工时将两把刨刀沿轮坯分度圆的切线方向移动一距离 $x_i m$ (x_i 为切向变位系数, m 为模数), 当使齿厚增加时, x_i 为正, 反之, x_i 为负(图 4-57)。

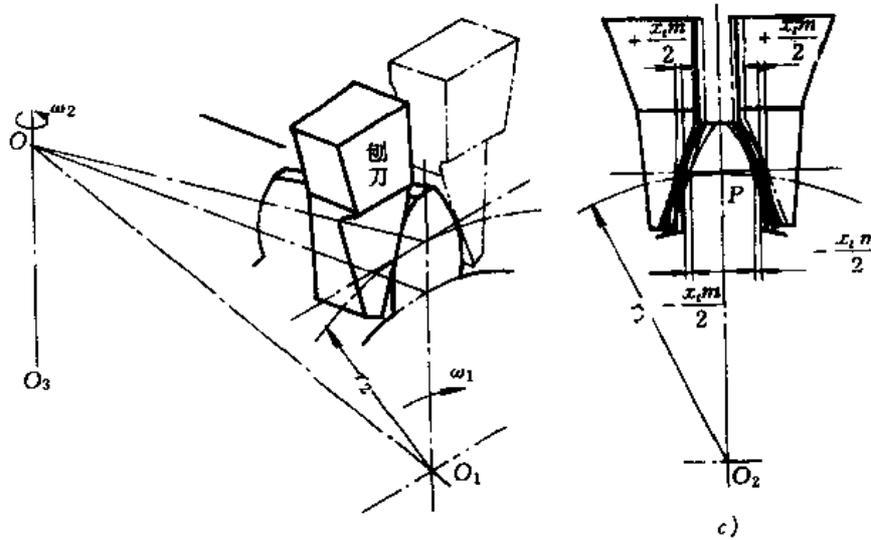


图 4-57 直齿圆锥齿轮的范成切齿原理

经过变位后, 圆锥齿轮分度圆的齿厚发生了变化, 其齿厚的计算公式为:

$$S_1 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{t1} \right) m$$

$$S_2 = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + x_{t2} \right) m$$

式中 x_1, x_2 分别为两轮的径向变位系数(有正、负值); x_{t1}, x_{t2} 分别为两轮的切向变位系数(有正、负值)

高度变位直齿圆锥齿轮的齿根弯曲疲劳强度沿用表 4-13 中的式(4-21)及(4-20)计算, 齿轮接触疲劳强度用式(4-23)及(4-22)计算。

又两圆锥齿轮的齿厚, 一般是根据大小两轮具有相同的弯曲强度的条件来决定的。依据这个条件, 圆锥齿轮的齿厚, 除了用径向变位来调整外, 还可以用切向变位来调整。

(四)变位齿轮传动的设计计算步骤

设计变位齿轮传动时, 给定的原始数据不同, 设计步骤也就不同, 现在分别不同情况讨论如下:

1. 当给定的原始数据为 z_1, z_2, m, α 及 h_a^* 时, 设计步骤如下:

(1) 选定传动类型 若 $z_1 + z_2 < 2z_{\min}$, 则必须采用正变位; 否则应考虑选用其他类型的传动。

(2) 选定两轮的变位系数

(3) 检验重叠系数

对直齿轮: $\epsilon_d = \frac{1}{2\pi} [z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha') + z_2(\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha')] > |\epsilon_a|$;

对斜齿轮: $\epsilon = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta = \epsilon_\alpha + B \sin \beta / \pi m_n > |\epsilon_a|$; $|\epsilon_a|$ 值见表 4-19。

(4) 轮齿强度的检验仍按前述由表 4-13 所列有关公式进行计算

(5) 根据表 4-14 所列的公式计算两轮的几何尺寸

2. 当给定的原始数据为 $z_1, z_2, m, \alpha, \alpha'$ 及 h_a^* 时, 其设计计算步骤为:

(1) 计算啮合角 α'

节圆直径 $d'_1 = d_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = mz_1 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$

$$a' = \frac{d'_1 + d'_2}{2} = \frac{(z_1 + z_2)m}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}, \text{ 故}$$

$$\cos \alpha' = \frac{a}{a'} \cos \alpha$$

(2) 确定两轮的变位系数

$$x_\Sigma = (x_1 + x_2) = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha' - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha};$$

$$x_1 \geq h_a^* \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}}; \quad x_2 = h_a^* \frac{z_{\min} - z_2}{z_{\min}}$$

(3) 根据表 4-14 所列公式计算两轮的几何尺寸

(4) 检验轮齿的强度

3. 给定原始数据为 i, m, α' 及 h_a^* 时, 其设计计算的步骤如下:

(1) 确定两轮的齿数

由于 $a' = \frac{m}{2} (z_1 + z_2) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'} = \frac{mz_1}{2} (i+1) \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$, 故

$$z_1 = \frac{2a'}{(i+1)m}; \quad z_2 = iz_1$$

(2) 计算啮合角 α'

(3) 确定两轮的变位系数

(4) 由表 4-13 中的公式计算两轮的几何尺寸

(5) 检验轮齿的强度

例题 25 校核板材矫直机用九轴齿轮箱的齿轮强度。采用直齿圆柱齿轮, 对称布置, 齿轮箱传动示意图如图 4-58, 已知: $T = 6900000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 主动齿轮 1 与齿轮 2 (或齿轮 3) 传递的扭矩 $T_1 = \frac{6900000}{2} = 3450000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 齿轮传动 $n_1 = n_2 = \dots = n_9 = 22.6 \text{ r/min}$, $u = 1$, 齿轮箱使用期限 5 年, 每天两班制 (一年 300 天, 每班 8 小时), 设备利用率为 0.8。齿轮的参数为: $m = 6 \text{ mm}$, $z_1 = z_2 = 29$, $d_1 = d_2 = 174$, 变位系数 $x_1 = x_2 = 0.56$, $a = 180 \text{ mm}$, $b = 250 \text{ mm}$, $\epsilon_a = 1.36$ 。齿轮精度为 8 级, 大、小齿轮材料为 40MnB 调质处理 $\text{HBS} = 250 \sim 280$ 。

解:

一、校核接触疲劳强度

$$\sigma_H = 2.5 Z_E \sqrt{\frac{K F_t}{b d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma]_H$$

1. 计算公式中的计算数值

(1) 确定载荷系数

① 工况系数 由表 4-1, 取 $K_A = 1$

② 动载荷系数

计算圆周速度

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 174 \times 22.6}{60 \times 1000} = 0.206 \text{ m/s}$$

$$\frac{v z_1}{100} = \frac{0.206 \times 29}{100} = 0.06, \text{ 由图 4-1a, 取 } K_v = 1$$

③ 因是直齿圆柱齿轮, $K_a = 1$

④ $K_{H\beta} = K_{F\beta}$:

$$\varphi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{250}{175} = 1.44, \text{ 由图 4-4a 查得 } K_{\beta S} = 1.35$$

由于 $b = 250 \text{ mm}$, 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.4$

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.35 + 0.4 = 1.75$$

所以 $K = K_A K_v K_a K_{H\beta} = 1 \times 1 \times 1 \times 1.75 = 1.75$

(2) 计算圆周力 F_t

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 3450000}{174} = 39655.2 \text{ N}$$

(3) Z_E : 由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

(5) 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_h = 60 \times 22.6 \times 2 \times (5 \times 300 \times 8 \times 2 \times 0.8) = 5.2 \times 10^7$$

齿轮 2: $j = 1$

$$N_2 = \frac{N_1}{2} = \frac{5.2 \times 10^7}{2} = 2.6 \times 10^7$$

(6) 寿命系数: 由图 4-11, 查得 $K_{HN_1} = 1.2, K_{HN_2} = 1.22$

(7) 极限应力: 由图 4-3 查得: $\sigma_{H\text{lim}_1} = \sigma_{H\text{lim}_2} = 710 \text{ MPa}$

(8) 接触许用应力

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HN_1} \sigma_{H\text{lim}_1} = 1.2 \times 710 = 850 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = K_{HN_2} \sigma_{H\text{lim}_2} = 1.22 \times 710 = 865 \text{ MPa}$$

2. 计算

$$\sigma_H = 2.15^{①} \times 189.8 \sqrt{\frac{1.75 \times 39655.2}{250 \times 174} \cdot \frac{1+1}{1}} = 729 \text{ MPa, 合格。}$$

二、校核弯曲疲劳强度

$$\begin{aligned} ① Z_H &= \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \cos^2 \alpha'}} = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 20^\circ \cos^2 24^\circ 44'}} = 2.15, \text{ inv} \alpha' = \frac{2 \text{tg} 20^\circ (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} + \text{inv} 20^\circ = \frac{2 \text{tg} 20^\circ (0.56 + 0.56)}{29 + 29} + \text{inv} 20^\circ \\ &= 0.014056 \quad \alpha' = 24^\circ 44' \end{aligned}$$

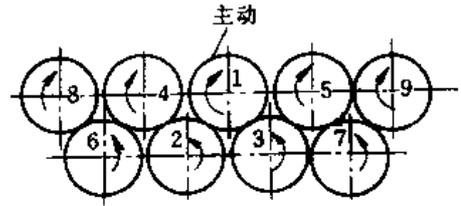


图 4-58 齿轮箱传动示意图

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{fa} Y_{sa}}{bm} \leq [\sigma]_F$$

1. 确定公式中的计算值

(1) 载荷系数 K

- ① 工况系数 K_A : 取 $K_A = 1$
- ② 动载荷系数 K_V : 取 $K_V = 1$
- ③ 分配系数 K_α : 取 $K_\alpha = 1$
- ④ 载荷分配系数 $K_{F\alpha} = 1.75$

所以 $K = K_A K_V K_\alpha K_{F\alpha} = 1 \times 1 \times 1 \times 1.75 = 1.75$

(2) 应力循环次数: $N_1 = 5.2 \times 10^7, N_2 = 2.6 \times 10^7$

(3) 寿命系数 K_{FN} : 由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

(4) 极限应力 σ_{Flim} : 由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim_1} = \sigma_{Flim_2} = 530 \text{MPa}$

(5) 弯曲许用应力

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = 1 \times 530 = 530 \text{MPa}$$

(6) 圆周力 F_t : $F_t = 39655.2 \text{MPa}$

(7) 齿形系数 当 $z_1 = z_2 = 29$ 时, 由表 4-5 查得:

$$Y_{Fa} = 2.53, Y_{Sa} = 1.62.$$

2. 计算

$$\sigma_F = \frac{1.75 \times 39655.2}{250 \times 6} \times 2.53 \times 1.62 = 189.62 \text{MPa}, \text{合格}.$$

由此可见, 高度变位齿轮传动, 其强度计算与标准齿轮传动一样, 但有些几何尺寸就不相同了, 如例题 21 的计算。

例题 26 设计计算水泥磨用二级齿轮减速器(只计算高速级, 低速级计算方法相同)。已知齿轮传递功率 $P = 90 \text{kW}$, 高速级转速 $n_1 = 750 \text{r/min}$, $i_z = 36$, 传动比分配为 $i_z = i_1 i_2 = 6.3 \times 5.6 = 35.28$, 使用期限 10 年, 一年 300 天, 一天工作 8 小时, 一班制, 设备利用率 0.90, 中心距 $a = 1000 \text{mm}$ 。

解:

一、确定齿轮类型和减速器结构形式

为了提高齿轮承载能力和使传动平稳, 采用高度变位斜齿轮, 减速器结构如图 4-59 所示。8 级精度。

二、选择材料及热处理

小齿轮: 50MnB, 调质, $HBS_1 = 280$

大齿轮: 42SiMn, 调质, $HBS_2 = 220$

三、初步确定主要参数

1. 确定接触强度许用应力

(1) 应力循环次数

$$\begin{aligned} N_1 &= 60 n_1 j L_h = 60 \times 750 \times 10 \times 300 \times 8 \times 0.90 \\ &= 9.72 \times 10^8 \end{aligned}$$

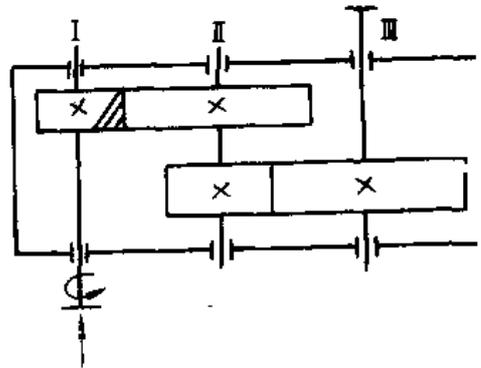


图 4-59 减速器结构示意图

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{9.72 \times 10^8}{6.3} = 1.543 \times 10^8$$

(2) 寿命系数 由图 4-11 查 $K_{HN_1} = 1; K_{HN_2} = 1.02$

(3) 极限应力: 由图 4-13 查得 $\sigma_{Hlim_1} = 750\text{MPa}; \sigma_{Hlim_2} = 670\text{MPa}$

(4) 接触强度许用应力

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HN_1} \sigma_{Hlim_1} = 1 \times 750 = 750\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = K_{HN_2} \sigma_{Hlim_2} = 670 \times 1.02 = 683\text{MPa}$$

(5) 计算小齿轮传递扭矩

$$T_1 = 95.5 \times 10^5 \frac{P_1}{n_1} = 95.5 \times 10^5 \times \frac{590}{750} = 75.13 \times 10^5 \text{N} \cdot \text{mm}$$

2. 初步确定几何尺寸

(1) 齿宽系数 由表 4-7 查得 $\varphi_d = 1.1$, 由式(4-9)得

$$\varphi_d = \frac{\varphi_d}{0.5(u+1)} = \frac{1.1}{0.5(6.3+1)} = 0.3$$

(2) 模数

$$m_n = (0.007 \sim 0.02)a, \text{取 } m_n = 0.01 \times 1000 = 10\text{mm}$$

(3) 确定齿数 z 、螺旋角 β 、分度圆直径齿宽 b

① 齿数 z

$$\because a = \frac{m_n z_1}{2 \cos \beta} (1+u)$$

$$\therefore \frac{z_1}{\cos \beta} = \frac{2a}{m_n (1+u)} = \frac{2 \times 1000}{10(1+6.3)} = 27.5$$

取 $z_1 = 27$ 则 $z_2 = uz_1 = 6.3 \times 27 = 170.1$, 取 $z_2 = 170$ 。

z_2 经圆整后, 齿数比发生了变化, 实际齿数比为 $u_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{170}{27} = 6.296$

② 螺旋角 β

齿数 $z_1 = 27$ 取定后, 则 $\beta = \cos^{-1} \frac{27}{27.5} = \cos^{-1} 0.9854 = 9^\circ 56' 11''$

③ 分度圆直径 d

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \cos \frac{10 \times 27}{9^\circ 56' 11''} = 274.112\text{mm}$$

④ 齿宽 b

$$b = \varphi_d a = 0.3 \times 1000 = 300\text{mm}$$

3. 初定变位系数 x

斜齿轮的当量齿数 z_v

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{\cos^3 9^\circ 56' 11''} = \frac{27}{0.9854} = 28$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{170}{\cos^3 9^\circ 56' 11''} = 173$$

由 $\frac{z_{v1} + z_{v2}}{2}$ 和 $\Sigma x = 0$, 从图 4-52 查得: $x_{n1} = 0.28, x_{n2} = -0.28$

4. 斜齿轮重叠系数

当 $z_{v1} = 28, z_{v2} = 173$, 由图 4-21 查得:

$$\varepsilon_{a1}=0.81, \varepsilon_{a2}=1, \varepsilon_a=0.81+1=1.81$$

5. 螺旋角影响系数 Y_β

$$\text{当 } \beta=9^\circ56'11'' \text{ 时, } \varepsilon_\beta = b \sin \beta / \pi m_n = 0.318 \varphi_d z_1 \operatorname{tg} \beta = 0.318 \times 1.1 \times 27 \operatorname{tg} 9^\circ56'11'' = 1.6545$$

因为 $\varepsilon_\beta > 1$, 所以 $Y_\beta = 0.75$

6. 载荷系数

(1) 工况系数 K_A : 由表 4-1, 取 $K_A = 1.25$ (因为水泥磨有中等冲击)

(2) 动载荷系数

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 274.112 \times 750}{60 \times 1000} = 10.76 \text{ m/s}$$

$$\frac{v z_1}{100} = \frac{10.76 \times 27}{100} = \frac{387.5}{100} = 2.9, \text{ 由图 4-16 查得 } K_v = 1.2$$

(3) 分配系数 K_{Ha} : 由图 4-2 查得 $K_{Ha} = 1.121$

(4) 分布系数 $K_{H\beta} = K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$:

由图 4-4c 查得 $K_{\beta S} = 1.32$; 由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.42$; 于是得

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.32 + 0.42 = 1.74$$

$$K = K_A K_v K_{Ha} K_{H\beta} = 1.25 \times 1.2 \times 1.121 \times 1.74 = 2.926$$

7. 区域系数 Z_H : 当 $\beta = 9^\circ56'11''$ 时, 由图 4-25 查得 $Z_H = 2.46$

8. 材料系数 由表 4-6, 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

9. 计算圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 75.126666 \times 10^5}{274.112} = 54814.6 \text{ N}$$

四、校核齿面接触疲劳强度

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd_1 \varepsilon_a} \cdot \frac{u+1}{u} \cdot Z_H Z_E} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2.926 \times 54814.6}{300 \times 274.112 \times 1.81} \times \frac{6.296+1}{6.296} \cdot 2.46 \times 189.8} = 484.673 \text{ MPa, 合格.}$$

五、校核齿根弯曲疲劳强度

1. 齿形系数

当 $z_{v1} = 28, z_{v2} = 173$, 由表 4-5 查得 $Y_{Fa1} = 2.55, Y_{Fa2} = 2.13$

2. 齿根应力校正系数

当 $z_{v1} = 28, z_{v2} = 173$ 时, 由表 4-5 查得 $Y_{Sa1} = 1.61, Y_{Sa2} = 1.8475$

3. 载荷系数 $K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta}$

同前取 $K_A = 1.25, K_v = 1.2, K_{F\beta} = 1.74$, 而

$$K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\varepsilon_a-1)}{4} = 1 + \frac{(8-5)(1.81-1)}{4} = 1 + \frac{3 \times 0.81}{4} = 1.6$$

所以 $K = 1.25 \times 1.2 \times 1.6 \times 1.74 = 4.176$

4. 应力循环次数及寿命系数

(1) 应力循环次数 $N_1 = 9.72 \times 10^8, N_2 = 1.543 \times 10^8$

(2) 寿命系数: $K_{FN1} = K_{FN2} = 1$

5. 弯曲极限应力

由图 4-12 查得: $\sigma_{Fhm_1} = 580\text{MPa}$, $\sigma_{Fhm_2} = 520\text{MPa}$

6. 许用弯曲应力

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{NF_1} \sigma_{lim1}}{S} = \frac{1 \times 580}{1.3} = 446\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{NF_2} \sigma_{lim2}}{S} = \frac{1 \times 520}{1.3} = 400\text{MPa}$$

7. 弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{KF_1}{bm_n \varepsilon_\alpha} Y_{Fa} Y_{FS} Y_\beta \leq [\sigma]_F$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{4.176 \times 54814.6}{300 \times 10 \times 1.81} \times 2.55 \times 1.61 \times 0.75 = 129.8\text{MPa}$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{4.176 \times 54814.6}{300 \times 10 \times 1.81} \times 2.13 \times 1.8475 \times 0.75 = 124.4\text{MPa}$$

所以弯曲强度校核通过。

五、计算变位齿轮的几何尺寸

1. 齿顶高 h_{a1} 、 h_{a2}

$$h_{a1} = m_n (h_a^* + x_{n1}) = 10(1 + 0.28) = 12.8\text{mm}$$

$$h_{a2} = m_n (h_a^* + x_{n2}) = 10(1 - 0.28) = 7.2\text{mm}$$

2. 齿根高 h_{f1} 、 h_{f2}

$$h_{f1} = m_n (h_a^* + c^* - x_{n1}) = 10(1 + 0.25 - 0.28) = 9.7\text{mm}$$

$$h_{f2} = m_n (h_a^* + c^* - x_{n2}) = 10(1 + 0.25 + 0.28) = 15.3\text{mm}$$

3. 齿全高

$$h = m_n (2h_a^* + c^*) = 10(2 \times 1 + 0.25) = 22.5\text{mm}$$

4. 齿顶圆

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2(h_a^* + x_{n1})m_n = m_1 z_1 + 2(h_a^* + x_{n1})m_n \\ &= \frac{m_n}{\cos\beta} z_1 + (h_a^* + x_{n1})m_n = \frac{10}{\cos 9^\circ 56' 11''} \times 27 + 2(1 + 0.28) \times 10 = 301.6\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n = m_2 z_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n \\ &= \frac{m_n}{\cos\beta} z_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n = \frac{10}{\cos 9^\circ 56' 11''} \times 170 + 28(1 - 0.28) \times 10 = 1752\text{mm} \end{aligned}$$

5. 齿根圆

$$\begin{aligned} d_{f1} &= d_1 + 2(h_a^* + c^* - x_{n1})m_n = m_1 z_1 - 2(h_a^* + c^* - x_{n1})m_n \\ &= \frac{m_n z_1}{\cos\beta} - 2(h_a^* + c^* - x_{n1})m_n = \frac{10 \times 27}{\cos 9^\circ 56' 11''} - 2(1 + 0.25 - 0.28) \times 10 \\ &= 256.6\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n = m_2 z_2 - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n \\ &= m_2 z_2 - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n \\ &= \frac{10 \times 27}{\cos 9^\circ 56' 11''} - 2(1 + 0.25 + 0.28) \times 10 = 1707\text{mm} \end{aligned}$$

例题 27 有一单级斜齿圆柱齿轮减速器。已知几何参数: $a = 400\text{mm}$ 、 $z_1 = 24$ 、 $z_2 = 108$ 、变位系数 $x_{n1} = 0.152$ 、 $x_{n2} = -0.374$ 、 $\beta = 9^\circ 22'$ 、 $m_n = 6\text{mm}$ 、 $b = 160\text{mm}$ 、8 级精度,小齿轮用

38SiMnMo 调质处理, $HBS_1 = 250$, 大齿轮用 ZG35SiMn, 正火处理 $HBS_2 = 200$, 寿命 20 年, 每天两班工作, 载荷平稳, 当小齿轮转速为 $n_1 = 750 \text{r/min}$ 时, 试求该对齿轮能传递功率多少?

解:

一、几何尺寸

1. 小齿轮直径 d_1 $d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{6 \times 24}{\cos 9^\circ 22'} = 145.946 \text{mm}$

2. 齿宽系数 φ_d $\varphi_d = \frac{b}{d_1} = \frac{160}{145.946} = 1.1$

3. 齿数比 u $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{108}{24} = 4.5$

二、许用接触应力

1. 计算应力循环次数

$$N_1 = 60 n_1 j L_A = 60 \times 750 \times 1 \times 20 \times 300 \times 8 \times 2 = 4.32 \times 10^9$$

$$N_2 = \frac{N_1}{i} = \frac{4.32 \times 10^9}{4.5} = 9.6 \times 10^8$$

2. 寿命系数 由图 4-11 查得

$$K_{HN_1} = 1, K_{HN_2} \approx 1$$

3. 接触疲劳强度极限 由图 4-13c

$$\sigma_{Hlim_1} = 780 \text{MPa} \quad \sigma_{Hlim_2} = 690 \text{MPa}$$

4. 许用接触应力 取安全系数 $S = 1$, 则

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1} \cdot \sigma_{Hlim_1}}{S} = \frac{1 \times 780}{1} = 780 \text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2} \cdot \sigma_{Hlim_2}}{S} = \frac{1 \times 690}{1} = 690 \text{MPa}$$

三、载荷系数 $K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta}$

1. 工况系数 K_A 由表 4-1, 取 $K_A = 1$

2. 动载荷系数

$$\text{计算圆周速度 } v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 145.946 \times 750}{60 \times 1000} = 5.73 \text{m/s}$$

$$\frac{v z_1}{100} = \frac{5.73 \times 24}{100} = 1.375, \text{由图 4-1b 查得 } K_v = 1.1$$

3. 齿对间载荷分配系数 $K_{H\alpha}$ 由图 4-2 查得 $K_{H\alpha} = 1.12$

4. 载荷分布不均系数 $K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = K_{F\beta}$

$$K_{\beta S} \text{由图 4-4a, 当 } \varphi_d = 1.1 \text{ 时查得 } K_{\beta S} = 1.21$$

$$K_{\beta M} \text{由图 4-5, 当 } b = 160 \text{mm 时查得 } K_{\beta M} = 0.3$$

所以 $K_{H\beta} = 1.21 + 0.3 = 1.51$

5. 载荷系数 $K = K_A K_v K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.12 \times 1.51 = 1.86$

四、按接触强度求许用功率

1. 材料系数 Z_E : 由表 4-6 查得 $Z_E = 189.8 \sqrt{\text{MPa}}$

2. 节点区域系数 Z_H

(1) 节圆端面啮合角 α' ,

$$\operatorname{inv} \alpha'_i = \frac{2(x_{i1} + x_{i2})}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha$$

式中 $x_{i1} = x_{n1} \cos \beta = 0.152 \times \cos 9^\circ 22' = 0.15$

$$x_{i2} = x_{n2} \cos \beta = -0.374 \times \cos 9^\circ 22' = -0.369$$

$$\operatorname{inv} \alpha'_i = \frac{2(0.152 - 0.369)}{24 + 108} \operatorname{tg} 20^\circ + \operatorname{inv} 20^\circ$$

$$\therefore \alpha'_i = 20^\circ 33'$$

(2) 分度圆端面压力角

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 9^\circ 12'} = \frac{0.36397}{0.98667} = 0.36889 \quad \therefore \alpha_t = 20^\circ 15'$$

(3) 基圆螺旋角

$$\cos \beta_b = \frac{\cos \beta \cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} = \frac{\cos 9^\circ 22' \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ 15'} = \frac{0.98667 \times 0.93969}{0.93819} = 0.98824$$

$$\therefore \beta_b = 8^\circ 48'$$

(4) 区域系数 Z_H

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \operatorname{tg} \alpha'_i}} = \sqrt{\frac{2 \cos 8^\circ 48'}{\cos^2 20^\circ 15' \operatorname{tg} 20^\circ 33'}} = \sqrt{\frac{2 \times 0.98824}{0.93819^2 \times 0.37488}} = 2.447$$

3. 重合度 ϵ_a

(1) 计算当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{\cos^3 9^\circ 22'} = \frac{24}{0.98667^3} = 25$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{108}{\cos^3 9^\circ 22'} = 112.5$$

(2) 端面重合度 ϵ_a

由图 4-21 查得 $\epsilon_{a1} = 0.765$; $\epsilon_{a2} = 0.98$; $\epsilon_a = 0.765 + 0.98 = 1.745$

4. 螺旋角影响系数

(1) 纵向重合度 ϵ_β

$$\epsilon_\beta = 0.318 \times \varphi_d z_1 \operatorname{tg} \beta = 0.318 \times 1.1 \times 24 \operatorname{tg} 9^\circ 22' = 1.3848$$

(2) 螺旋角影响系数 Y_β

Y_β 由图 4-23 查得 $Y_\beta = 0.75$

(3) 计算扭矩

由式(4-18)可写出

$$T_1 = \frac{d^3 \varphi_d \epsilon_a u [\sigma]_H^2}{2K(u+1)(Z_H Z_E)^2} = \frac{145.946^3 \times 1.1 \times 1.745 \times 4.5 \times 690^2}{2 \times 1.86 \times (4.5+1)(2.447 \times 189.8)^2} = 2896739 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(4) 许用功率

$$P = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{2896739 \times 750}{9.55 \times 10^6} = 227.5 \text{ kW}$$

五、按弯曲强度求许用功率

由式(4-16)可得

$$T_1 = \frac{m_n^2 \varphi_d z^2 \epsilon_a [\sigma]_F}{2K Y_\beta \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}}$$

1. 计算法面模数 m_n

$$m_n = \frac{d_1 \cos \beta}{z_1} = \frac{145.946 \cos 9^\circ 22'}{24} = 6 \text{ mm}$$

2. 求弯曲强度许用应力

(1) 寿命系数

当 $N_1 = 4.32 \times 10^9$ 及 $N_2 = 9.6 \times 10^8$ 时, 由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = K_{FN_2} = 1$

(2) 安全系数 取 $S_F = 1.3$

(3) 弯曲疲劳极限

由图 4-12c 查得 $\sigma_{Flim_1} = 530 \text{ MPa}$, $\sigma_{Flim_2} = 510 \text{ MPa}$

(4) 弯曲许用应力

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{K_{FN_1} \sigma_{Flim_1}}{S} = \frac{1 \times 530}{1.3} = 407.7 \text{ MPa}$$

$$[\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN_2} \sigma_{Flim_2}}{S} = \frac{1 \times 510}{1.3} = 392.3 \text{ MPa}$$

3. 求齿形系数及应力校正系数

(1) 齿形系数 当 $z_{v1} = 25$, $Y_{Fa_1} = 2.62$; $z_{v2} = 112.5$, $Y_{Fa_2} = 2.17$

(2) 应力校正系数 当 $z_{v1} = 25$, $Y_{Sa_1} = 1.59$; $z_{v2} = 112.5$, $Y_{Sa_2} = 1.80$

(3) 比较 $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{Fa_1} Y_{Sa_1}}$ 及 $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{Fa_2} Y_{Sa_2}}$: $\frac{407.7}{2.62 \times 1.59} = 97.9$, $\frac{392.3}{2.17 \times 1.80} = 100.4$, 代入较小值计算。

4. 载荷系数:

工况系数及动载荷系数同前, 取 $K_A = 1$, $K_v = 1.1$

$$\text{分配系数 } K_{Fa} = 1 + \frac{(n-5)(\epsilon_\alpha - 1)}{4} = 1 + \frac{(8-5)(1.745-1)}{4} = 1.559$$

$$\text{分布系数 } K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.51$$

$$\text{载荷系数 } K = K_A K_v K_{Fa} K_{F\beta} = 1 \times 1.1 \times 1.559 \times 1.51 = 2.59$$

(6) 计算扭矩

$$T_1 = \frac{m_n^3 \varphi_d z_1^2 \epsilon_\alpha [\sigma]_F}{2KY_\beta \cos^2 \beta Y_{Fa} Y_{Sa}} = \frac{6^3 \times 1.1 \times 24^2 \times 1.745}{2 \times 2.59 \times 0.75 \times \cos^2 9^\circ 22'} \times 97.9$$

$$= 6181950.4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(7) 按弯曲强度求得的功率

$$P = \frac{T_1 n_1}{9.55 \times 10^6} = \frac{6181950.4 \times 750}{9.55 \times 10^6} = 485.5 \text{ kW}$$

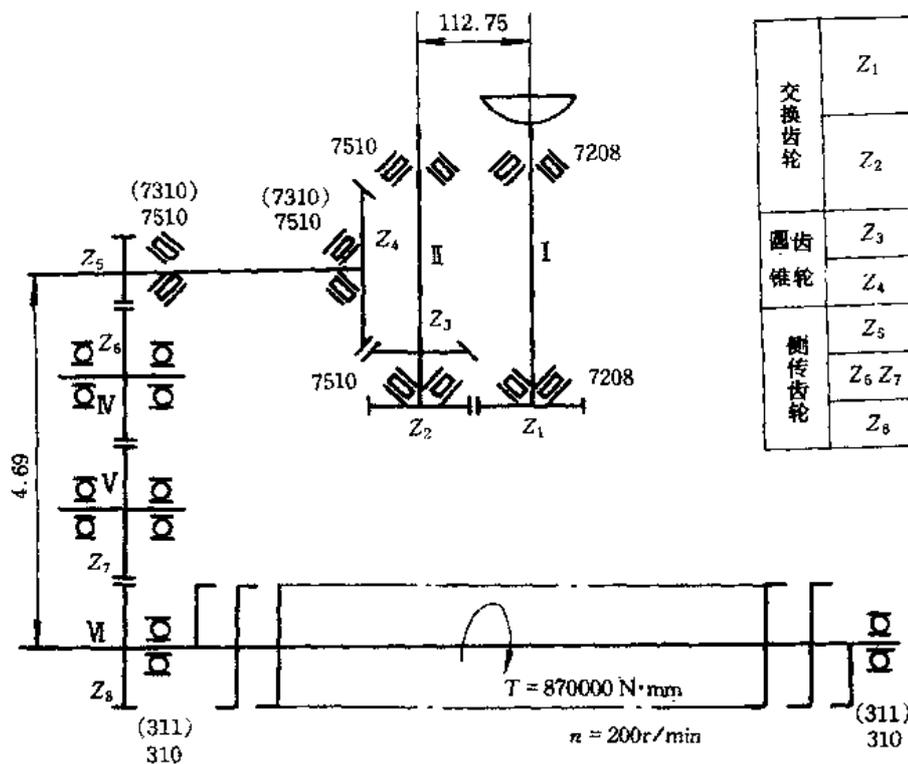
结论: 该单级斜齿圆柱齿轮变速器可传递功率为 227.5kW。

例题 28 设计某一工作机侧边齿轮传动箱(如图 4-60)。已知: $T_{\text{出}} = 870000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $n_{\text{出}} = 200 \text{ r/min}$, $u = 1.47$, $\eta_{\text{球}} = 0.99$, $\eta_{\text{柱}} = 0.98$, $\eta_{\text{齿}} = 0.98$, $\eta_{\text{轴齿}} = 0.96$, 使用时间 $L_h = 2000 \text{ h}$, 单向工作, 有中等冲击震动, 要求机构越紧凑越好。

解:

已知: $z_3 = 22$, $z_7 = z_6 = 23$, $z_5 = 15$, $a_{\text{齿}} = 469 \text{ mm}$, $T_{\text{出}} = 870000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $n_{\text{出}} = 200 \text{ r/min}$, 侧边齿轮箱 $i_x = 1.47$

1. 运动学和动力学的计算



交换齿轮	Z ₁	19	m = 5.5
		16	
	Z ₂	22	
		25	
圆齿锥轮	Z ₃	14	m = 6.0
	Z ₄	30	
侧传齿轮	Z ₅	15	m = 7.0
	Z ₆ Z ₇	23	
	Z ₈	22	

图 4-60 某一工作机传动简图

(1) 各轴转速的计算

$$V \text{ 轴: } n_v = 200 \times \frac{22}{23} = 191 \text{ r/min} \approx 190 \text{ r/min}$$

$$IV \text{ 轴: 因为 } z_6 = z_7 = 23, \text{ 所以 } n_N = n_v = 190 \text{ r/min}$$

$$II \text{ 轴: } n_{II} = u n_{III} = 1.47 \times 200 = 294 \text{ r/min}$$

(2) 各轴扭矩的计算

$$T_v = \frac{T_{II}}{u\eta} = \frac{870000}{\frac{22}{23} \times 0.99^2 \times 0.98} = 947000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_N = \frac{T_v}{u\eta} = \frac{947000}{1 \times 0.98 \times 0.99} = 976100 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$T_{II} = \frac{T_N}{u\eta} = \frac{976100}{\frac{23}{15} \times 0.98 \times 0.98} = 663000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(3) 各轴功率的计算

$$P_{II} = \frac{T_{II} n_{II}}{95.5 \times 10^5} = \frac{870000 \times 200}{95.5 \times 10^5} = 18.22 \text{ kW}$$

$$P_v = \frac{T_v n_v}{95.5 \times 10^5} = \frac{947000 \times 190}{95.5 \times 10^5} = 18.84 \text{ kW}$$

$$P_N = \frac{T_N n_N}{95.5 \times 10^5} = \frac{976100 \times 190}{95.5 \times 10^5} = 19.42 \text{ kW}$$

$$P_{II} = \frac{T_{II} n_{II}}{95.5 \times 10^5} = \frac{663000 \times 294}{95.5 \times 10^5} = 20.42 \text{ kW}$$

2. 侧边齿轮箱的计算

(1) 变位部分的计算

项 目	代号	计 算 依 据	单 位	计 算 结 果		
				$z_5=15$	$z_6=23$	$z_7=23$ $z_8=22$
实际中心距	a'_x	已知	mm	469		
模数	m	$a = \frac{1}{2}m(z_5 + 2z_6 + 2z_7 + z_8)$	mm	7		
标准中心距	a_1	$a_1 = \frac{1}{2}m(z_5 + z_6) = 133\text{mm}$	mm	133	161	157.5
	a_2	$a_2 = \frac{1}{2}m(z_6 + z_7) = 161\text{mm}$				
	a_3	$a_3 = \frac{1}{2}m(z_7 + z_8) = 157.5\text{mm}$				
	$a_{标准}$	$a_{标准} = a_1 + a_2 + a_3$	mm		451.5	
中心距分离量	m_y	$m_y = a' - a = 469 - 451.5 = 17.5$	mm		17.5	
实际中心距	a'	$17.5 \div 3 = 5.5$, 余 1 给齿数和为 $z_6 + z_7$	mm	138.5	187.5	163
中心距的计算系数	y_0	由式(4-32), $y_0 = \frac{a'}{a} - 1$		0.0413530	0.040372	0.03492
啮合角	α'	表 4-16	度	25°32'	25°25'	24°26.5'
变位系数和的计算系数	x_0	表 4-16		0.04710	0.04584	0.03910
变位系数和	x_2	$x_2 = x_1 + x_2 = \frac{z_5 + z_6}{2}x_0$		0.8949	1.0543	0.87975
变位系数	x			0.378	0.527	0.358
分度圆分离系数	y	$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{a'}{a} - 1 \right) = \frac{z_1 + z_2}{2} y_0$		0.785	0.9285	0.785
齿顶高变动系数	σ	$\sigma = x_1 + x_2 - y$		0.120	0.123	0.100

(2) 几何尺寸的计算

分度圆直径	d	$d = \frac{1}{2}mz$	mm	105	161	154
节圆直径	d'	$d' = d \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha'}$ ($\alpha = 20^\circ$)	mm	109	167.5	158.5
齿顶高	h_a	$h_a = (h_a^* + x - \sigma)m, h_a^* = 1$	mm	8.806	9.828	8.806
齿根高	h_f	$h_f = (h_a^* + c^* - x)m, c^* = 0.25$	mm	6.10	5.06	6.244
齿顶圆直径	d_a	$d_a = d + 2h_a$	mm	124.6	187	171.6
齿根圆直径	d_f	$d_f = d - 2h_f$	mm	92.8	150.88	141.5
中心距	a'	$a' = (d'_1 + d'_2) / 2$	mm	138.5	167.5	163

(3)强度的校核

转速	n		r/min	294	190	200	
寿命	L_h	根据机器工作性质而确定	h	2000			
应力循环次数	N	$N=60nL_h$ 及 $N=60njL_h$	次	3.53×10^7	4.56×10^7	2.39×10^7	
弯曲疲劳寿命系数	K_{FN}	HRC=60, 图 4-10		1			
弯曲疲劳极限	σ_{Flim}	图 4-12d	MPa	860			
安全系数	S_F			1.3			
许用弯曲应力	$[\sigma]_F$	$[\sigma]_F = \frac{K_{FN}\sigma_{Flim}}{S}$	MPa	661.54			
接触疲劳寿命系数	K_{HN}			1			
接触疲劳极限	σ_{Hlim}	图 4-13d	MPa	1480			
许用接触应力	$[\sigma]_H$	$[\sigma]_H = \frac{K_{HN}\sigma_{Hlim}}{S} (S=1)$	MPa	1480			
齿数比	u	$u = u_1 u_2 u_3 = \frac{33}{15} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{22}{23} = 1.47$		1.52	1	0.956	
齿宽	b	在满足强度要求下取较小值	mm	40			
扭矩	T		N·mm	670000	980000	950000	870000
计算圆周力	F_t	$F_t = \frac{2T}{d'}$	N	12200	11700	11300	11000
载 荷 系 数	工况系数	K_A	表 4-1, 得 $K_A = 1.25$				
	动载荷系数	K_v	由 $v = \frac{\pi d' n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 109.6 \times 294}{60 \times 1000} = 1.7 \text{ m/s}$ $\frac{vz}{100} = 0.374$, 由图 4-1, 得 $K_v = 1$				
	载荷分配系数	K_α	$K_\alpha = 1$				
	载荷分布系数	$K_{F\beta}$	$K_{\beta S}$ 由图 4-4, 查得 $K_{\beta S} = 1.08$ $K_{\beta M}$ 由图 4-5, 查得 $K_{\beta M} = 0.18$ $K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.08 + 0.18 = 1.26$				
		K	$K = K_A K_v K_\alpha K_{F\beta} = 1.25 \times 1.2 \times 1 \times 1.26$		1.86		
齿形系数	Y_{Fa}	表 4-5		2.41	2.69	2.69	2.72
应力校正系数	Y_{FS}			1.76	1.575	1.575	1.57
校核齿根弯曲应力	σ_F	$\sigma_F = \frac{KF_t}{bm} Y_{Fa} Y_{FS}$	MPa	343.75	330	318	312
角变位直齿圆柱齿轮传动的区域系数	Z_H	$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\cos^2 \alpha \lg \alpha'}}$		2.17	2.182	2.236	
齿数比	u	$u = u_1 u_2 u_3 = \frac{23}{15} \cdot \frac{23}{23} \cdot \frac{22}{23}$		1.47			
弹性影响系数	Z_E	表 4-6	$\sqrt{\text{MPa}}$	189.8			
校核齿面接触应力	σ_H	$\sigma_H = \sqrt{\frac{KF_t}{bd'}} \frac{u+1}{u} Z_E Z_H$	MPa	1218.55	967.5	951	986.5

综合以上设计计算结果: $\sigma_F < [\sigma]_F$, $\sigma_H < [\sigma]_H$, 故安全可用。

例题 29 已知一对斜齿圆柱齿轮 $z_1=14, z_2=56, m_n=3\text{mm}, \alpha=20^\circ$, 齿宽 $b=20\text{mm}$, 中心距 $a=103\text{mm}$, 分度圆螺旋角 $\beta=13^\circ 30'$, 由于这对斜齿轮同时还与其他斜齿轮啮合, 故螺旋角不便调整。试设计这对斜齿轮传动。

解: 参考表 4-15, 计算如下:

1. 端面模数

$$m_t = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{3}{\cos 13^\circ 30'} = 3.083\text{mm}$$

2. 分度圆直径

$$d_1 = m_t z_1 = 3.083 \times 14 = 43.162\text{mm}$$

$$d_2 = m_t z_2 = 3.083 \times 56 = 172.648\text{mm}$$

3. 标准中心距

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{43.162 + 172.648}{2} = 107.905\text{mm}$$

已知中心距 $a'=105\text{mm}$, 由于螺旋角不便调整, 故必须采用角度变位齿轮传动。

4. 端面分度圆压力角

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos 13^\circ 30'} = 0.37431 \quad \therefore \alpha_t = 20^\circ 31' 17''$$

5. 端面啮合角

$$\cos\alpha'_t = \frac{a}{a'} \cos\alpha_t = \frac{107.905}{105} \cos 20^\circ 31' 17'' = 0.96286$$

$$\therefore \alpha'_t = 15^\circ 40'$$

6. 两轮端面变位系数和及变位系数分配

$$x_{t1} + x_{t2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{\operatorname{inv}\alpha'_t - \operatorname{inv}\alpha_t}{\operatorname{tg}\alpha_t} = \frac{14 + 56}{2} \cdot \frac{\operatorname{inv}15^\circ 40' - \operatorname{inv}20^\circ 31' 17''}{\operatorname{tg}20^\circ 31' 17''} = -0.85$$

现在应将 $x_{t1} + x_{t2} = -0.85$ 分配给两齿轮。考虑到齿轮 1 的齿数 $z_1=14$ 已经较少, 若以负变位, 很可能发生根切现象。为此可先计算标准斜齿轮不产生根切的最少齿数。

端面齿顶高系数

$$h_{a_t}^* = h_a^* \cos\beta = 1 \times \cos 13^\circ 30' = 0.9724$$

由式(4-24)得: $z_{\min} = \frac{2h_{a_t}^*}{\sin^2\alpha_t} = \frac{2 \times 0.9724}{(\sin 20^\circ 31' 17'')^2} = 16$

因为 $z_1 < z_{\min}$, 表示轮 1 不但不能负变位, 而且应给以适当的正变位, 才能避免根切。

按式(4-26):

$$x_{1\min} = h_{a_t}^* \frac{z_{\min} - z_1}{z_{\min}} = 0.9742 \times \frac{16 - 14}{16} = 0.122$$

因此取 $x_{t1} = 0.15, x_{t2} = -1$

检验一下齿轮 2 是否根切:

$$x_{2\min} = h_{a_t}^* \frac{z_{\min} - z_2}{z_{\min}} = 0.9742 \times \frac{16 - 56}{16} = -2.43$$

因为 $x_{t2} > x_{2\min}$, 所以齿轮 2 不会根切。

7. 变位斜齿轮的主要尺寸

(1) 法面变位系数

$$x_{n1} = \frac{x_{f1}}{\cos\beta} = \frac{0.15}{\cos 13^\circ 30'} = 0.154$$

$$x_{n2} = \frac{x_{f2}}{\cos\beta} = \frac{-1}{\cos 13^\circ 30'} = -1.028$$

(2) 分离系数

$$y_n = \frac{a' - a}{m_n} = \frac{105 - 107.965}{3} = -0.968$$

(3) 齿顶降低系数

$$\sigma_n = x_{n1} + x_{n2} - y_n = 0.154 - 1.028 + 0.968 = 0.094$$

(4) 齿顶圆直径

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2(h_a^* + x_{n1} - \sigma_n)m_n \\ &= 43.162 + 2(1 + 0.154 - 0.094) \times 3 = 49.52\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2(h_a^* + x_{n2} - \sigma_n)m_n \\ &= 172 + 2(1 - 1.028 - 0.094) \times 3 = 171.12\text{mm} \end{aligned}$$

(5) 全齿高

$$h = (2h_a^* + c_n^* - \sigma_n)m_n = (2 \times 1 + 0.25 - 0.094) \times 3 = 6.468\text{mm}$$

例题 30 参考图 4-60, 校核验算某一工作机变速箱中一对直齿圆锥齿轮传动。已知: 大小齿轮材料均系 18CrMnTi, 渗碳处理, 齿面硬度 HRC58~62, 芯部硬度 HRC33~35; 总工作时间 2000h, $T_1 = 352000\text{N} \cdot \text{mm}$, $z_1 = 14$, $z_2 = 30$, $n_1 = 625\text{r/min}$, $n_2 = 292\text{r/min}$, $m = 6\text{mm}$ 。

解:

1. 确定许用应力

(1) 计算应力循环次数

$$N_1 = 60n_1jL_A = 60 \times 625 \times 1 \times 2000 = 7.5 \times 10^7$$

$$N_2 = 60n_2jL_A = 60 \times 292 \times 2000 = 3.5 \times 10^7$$

(2) 寿命系数:

由图 4-10 查得 $K_{FN_1} = 1$, $K_{FN_2} = 1$

由图 4-11 查得 $K_{HN_1} = 1$, $K_{HN_2} = 1.02$

(3) 强度极限

① 弯曲疲劳极限 由图 4-12d 查得 $\sigma_{F\text{lim}} = 870\text{MPa}$

② 接触疲劳极限 由图 4-13d 查得 $\sigma_{H\text{lim}} = 1490\text{MPa}$

(4) 安全系数

取接触疲劳安全系数 $S_H = 1$, 取弯曲疲劳安全系数 $S_F = 1.3$ 。

(5) 许用应力

$$[\sigma]_{F_1} = [\sigma]_{F_2} = \frac{K_{FN}\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} = \frac{1 \times 870}{1.3} = 630\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_1} = \frac{K_{HN_1}\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} = \frac{1 \times 1490}{1} = 1490\text{MPa}$$

$$[\sigma]_{H_2} = \frac{K_{HN_2}\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} = \frac{1.02 \times 1490}{1} = 1520\text{MPa}$$

2. 计算变位系数

(1) 齿数比

$$\because u = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{ctg} \delta = \operatorname{tg} \delta_2$$

$$\therefore u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{30}{14} = 2.14285 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad \delta_1 = 25^\circ 1', \delta_2 = 64^\circ 59'$$

(2) 确定变位系数

由于 $z_1 < z_{\min}$, 防止根切, 应进行高度修正。根据《机械设计手册》标准和高度变位直齿锥齿轮传动的几何尺寸计算介绍:

$$\begin{aligned} \text{当 } z_1 \geq 13 \text{ 时, } x_1 &= 0.46 \left(1 - \frac{\cos \delta_2}{u \cos \delta_1} \right) = 0.46 \left(1 - \frac{\cos 64^\circ 59'}{2.14285 \cos 25^\circ 1'} \right) \\ &= 0.46 \left(1 - \frac{0.42288}{2.14285 \times 0.90618} \right) = 0.35972, \end{aligned}$$

$$\text{取 } x_1 = -x_2 = 0.3597$$

3. 校核弯曲应力

(1) 当量齿数

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{14}{\cos 25^\circ 1'} = \frac{14}{0.90618} = 15.46 \approx 15$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{30}{\cos 64^\circ 59'} \approx 60$$

(2) 齿形系数及应力折算系数

由表 4-5, 查得:

因为 $z_{v1} = 15 < z_{\min}$, 在教材中难以查到其 Y_{Fa} 和 Y_{Sa} 。在《机械设计手册》中查得其复合齿形系数(包括应力折算系数及变位系数) $Y_{Fa} = 4.06$ (最大值)。

$$z_{v2} = 60 \text{ 时由表 4-5 查得 } Y_{Fa} = 2.28, Y_{Sa} = 1.73 \quad Y_{Fa2} \cdot Y_{Sa2} = 2.28 \times 1.73 = 3.9444$$

(3) 载荷系数

① 工况系数 由表 4-1, 取 $K_A = 1.25$

② 动载荷系数

$$d_{m1} = d_1 (1 - 0.5 \varphi_R) = 6 \times 14 (1 - 0.5 \times \frac{1}{3}) = 70 \text{ mm}$$

$$v_m = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 90 \times 625}{60 \times 1000} = 2.9$$

$$\frac{v_m z_1}{100} = \frac{2.29 \times 14}{100} = 0.32, \text{ 由图 4-1a, 8 级精度查得 } K_v = 1.04$$

③ $K_a = 1$

④ 分布系数 $K_{F\beta} = K_{H\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M}$

$K_{\beta S}$: 由图 4-4b 查得 $K_{\beta S} = 1.36$

$$K_{\beta M}: \text{ 当 } b = m z_1 \varphi_R \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{2} = 6 \times 14 \times \frac{1}{3} \frac{\sqrt{2.14285^2 + 1}}{2} = 80 \text{ mm,}$$

由图 4-5 查得 $K_{\beta M} = 0.22$

$$K_{F\beta} = K_{\beta S} + K_{\beta M} = 1.36 + 0.22 = 1.58$$

于是 $K = K_A K_v K_a K_{F\beta} = 1.25 \times 1.05 \times 1 \times 1.58 = 2.07$

(4) 计算圆周力

$$F_t = \frac{2T_1}{dm_1} = \frac{2T_1}{mz_1(1-0.5\varphi_R)} = \frac{2 \times 352000}{6 \times 14(1-0.5 \times \frac{1}{3})} = 10057.143 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

(5) 校核齿根弯曲应力

$$\sigma_F = \frac{KF_t Y_{Fa} Y_{Sa}}{bm(1-0.5\varphi_R)} = \frac{2.07 \times 10057.143 \times 4.06}{80 \times 6(1-0.5 \times \frac{1}{3})} = 213.3 \text{ N}$$

4. 校核齿面接触应力

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 5Z_E \sqrt{\frac{KT_1}{\varphi_R(1-0.5\varphi_R)^2 d_1^3 u}} \\ &= 5 \times 189.8 \sqrt{\frac{2.07 \times 352000}{\frac{1}{3}(1-0.5 \times \frac{1}{3})^2 \times 84^3 \times 2.14285}} = 1490 \text{ MPa} \end{aligned}$$

结论:经校核齿根弯曲应力和齿面接触应力,均安全可用。

例题 31 一对标准齿轮 $z_1=18, z_2=72, m=8\text{mm}$, 因长期使用,小齿轮已磨损不能使用,大齿轮磨损较轻,粗略地量其分度圆齿厚约为 $s'_2=9.2\text{mm}$ 。拟另配小齿轮而修复大齿轮。试进行变位计算。

解:大齿轮原来的分度圆齿厚为

$$s_2 = \frac{\pi m}{2} = \frac{\pi \times 8}{2} = 12.56 \text{ mm}$$

今大齿轮已磨损,故应采用负变位重新切齿,使它的分度圆齿厚小于 9.2mm ,由式(4-27)可得

$$s'_2 = s_2 + 2mx_2 \text{tg}\alpha < 9.2$$

故
$$x_2 < \frac{s'_2 - s_2}{2m \text{tg}\alpha} = \frac{9.2 - 12.56}{2 \times 8 \text{tg}20^\circ} = -0.577$$

今取 $x_1=0.65, x_2=-0.65$,用图 4-49 检查,可知不会发生齿顶变尖和根切现象。

两齿轮的尺寸可按所取变位系数计算。

例题 32 63 吨冲床的传动齿轮, $z_1=16, z_2=80, m=13\text{mm}$, 原设计为高度变位齿轮传动, $x_1=0.3, x_2=-0.3$ 。经长期使用后,小齿轮已不能使用,大齿轮分度圆齿厚的磨损量经测量约为 6.6mm 。现拟另配小齿轮修复大齿轮。试进行变位计算。

解:若仍用高度变位,则

$$x'_2 = \frac{-6.6}{2m \text{tg}\alpha} = \frac{-6.6}{2 \times 13 \times \text{tg}20^\circ} = -0.683$$

若取 $x_1=0.7, x_2=-0.7$ 。因齿轮 1、2 原已变位的,故两齿轮的实际变位系数为

$$x_1 = 0.3 + 0.7 = 1 \quad x_2 = -0.3 - 0.7 = -1$$

但由图 4-49 可见,齿轮 1 的齿顶变尖,因此不能采用高度变位来修复这对齿轮传动。若将小齿轮的齿数增加一个,即取 $z_1=17$,这样对齿轮的传动比并没有影响。也就是说可重新设计一对 $z_1=17, z_2=80$ 的齿轮去配凑原来 $z_1=16, z_2=80$ 时的已知中心距,其中大齿轮是修复的。

已知中心距为
$$a' = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{13}{2}(16 + 80) = 624 \text{ mm}$$

$z'_1=17, z_2=80$ 时的标准中心距为

$$a = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{13}{2}(17 + 80) = 630.5 \text{mm}$$

因 $a' < a$, 故这对齿轮应为负传动。负传动虽缺点很多, 但配凑中心距是其一大优点。现就利用这一优点。由式(4-32), 则

$$y_0 = \frac{a'}{a} - 1 = \frac{624}{630.5} - 1 = -0.01031$$

查表 4-16, 得

$$a' = 18^\circ 17' \quad x_0 = -0.00993 \quad \sigma_0 = 0.00042$$

$$\text{故} \quad x_1 + x_2 = \frac{z'_1 + z_2}{2} x_0 = \frac{17 + 80}{2} \times (-0.00993) = -0.48$$

$$\sigma = \frac{z'_1 + z_2}{2} \sigma_0 = \frac{17 + 80}{2} \times 0.00042 = 0.0204$$

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} y_0 = \frac{17 + 80}{2} \times (-0.01031) = -0.5$$

由前面计算结果, 要修复大齿轮, 其负变位系数必须是 $x_2 = -1$, 所以

$$x_1 = (x_1 + x_2) - x_2 = -0.48 - (-1) = 0.52$$

用图 4-49 检查小齿轮齿顶不再变尖。所以按 $x_1 = 0.52, x_2 = -1$ 计算这对齿轮尺寸。

$$\text{齿顶高} \quad h_{a1} = m(h_a^* + x_1 - \sigma) = 13(1 + 0.52 - 0.0204) = 19.452 \text{mm}$$

$$h_{a2} = m(h_a^* + x_2 - \sigma) = 13(1 - 1 - 0.0204) = -0.265 \text{mm}$$

$$\text{齿根高} \quad h_{f1} = m(h_a^* + c^* - x_1) = 13(1 + 0.25 - 0.52) = 9.49 \text{mm}$$

$$h_{f2} = m(h_a^* + c^* - x_2) = 13(1 + 0.25 + 1) = 29.25 \text{mm}$$

$$\text{齿全高} \quad h = m(2h_a^* + c^* - \sigma) = 13(2 \times 1 + 0.25 - 0.0204) = 28.985 \text{mm}$$

$$\text{齿顶圆} \quad d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = mz_1 + 2ha_1 = 13 \times 17 + 2 \times 19.452 = 259.90 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 13 \times 80 + 2(-0.265) = 1039.47 \text{mm}$$

$$\text{齿根圆} \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = mz_1 - 2h_{f1} = 13 \times 17 - 2 \times 9.49 = 202.02 \text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = mz_2 - 2h_{f2} = 13 \times 80 - 2 \times 29.25 = 981.5 \text{mm}$$

例题 33 某工厂在修理工作中, 拟修复一台英制机器设备中已有的一对齿轮, $z_1 = 30, z_2 = 50$, 径节 $D.P. = 8''$, $\alpha = 20^\circ$ 。因没有径节制刀具, 需改为模数制齿轮, 试计算其尺寸。

解: 首先选择模数

$$m = \frac{25.4}{D.P.} = \frac{25.4}{8} = 3.175 \text{mm}$$

选用标准模数 $m = 3 \text{mm}$

该对齿轮的标准中心距 $a = \frac{3}{2}(30 + 50) = 120 \text{mm}$, 原来径节制齿轮的中心距为

$$a' = \frac{z_1 + z_2}{2D.P.} \times 25.4 = \frac{30 + 50}{2 \times 8} \times 25.4 = 127 \text{mm}$$

因为 $a' > a$, 故所配模数制齿轮应采用正传动来配凑已知中心距

$$y_0 = \frac{a'}{a} - 1 = \frac{127}{120} - 1 = 0.05833$$

由表 4-16 查得: $a' = 27^\circ 23' 22''$, $x_0 = 0.06917$, $\sigma_0 = 0.01084$

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2} x_0 = \frac{30 + 50}{2} \times 0.06917 = 2.767$$

$$\sigma = \frac{z_1 + z_2}{2} \sigma_0 = \frac{30 + 50}{2} \times 0.01084 = 0.438$$

按图 4-51 分配变位系数,若取 $x_1 = 1.15, x_2 = 1.617$,两轮齿均不会齿顶变尖。齿轮尺寸的计算从略。注意由于啮合角 α' 很大,所以应该校验重叠系数。

§ 4—5 齿轮的结构设计

通过齿轮传动的强度计算,只能确定齿轮的主要尺寸,如齿数、模数、齿宽、螺旋角、分度圆直径等,而齿圈、轮辐、轮毂等的结构形式和轮体其它各部分尺寸,通常由结构设计确定。

齿轮的结构设计与齿轮的几何尺寸、毛坯、材料、加工方法、使用要求及经济性等因素有关。进行齿轮结构设计时,必须综合地考虑上述各方面的因素。通常是按齿轮的直径大小,选定合适的结构形式,然后再根据荐用的经验数据,进行结构设计。

直径较小的钢制齿轮(图 4-61),当为圆柱齿轮时,若齿根圆到键槽底部距离 $e < 2m_t$ (m_t 为端面模数);若为圆锥齿轮时,按齿轮小端尺寸计算而得的 $e < 1.6m$ 时,均应将齿轮和轴做成一体,叫做齿轮轴(图 4-62)。若 e 值超过上述尺寸时,齿轮与轴以分开制造合理。

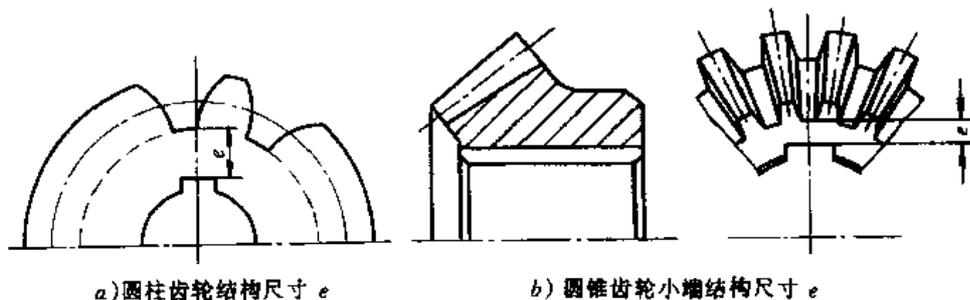


图 4-61 齿轮结构尺寸 e

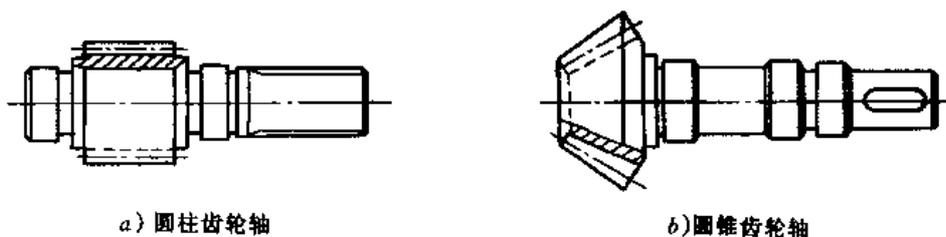


图 4-62 齿轮轴

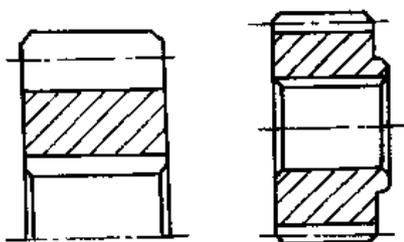
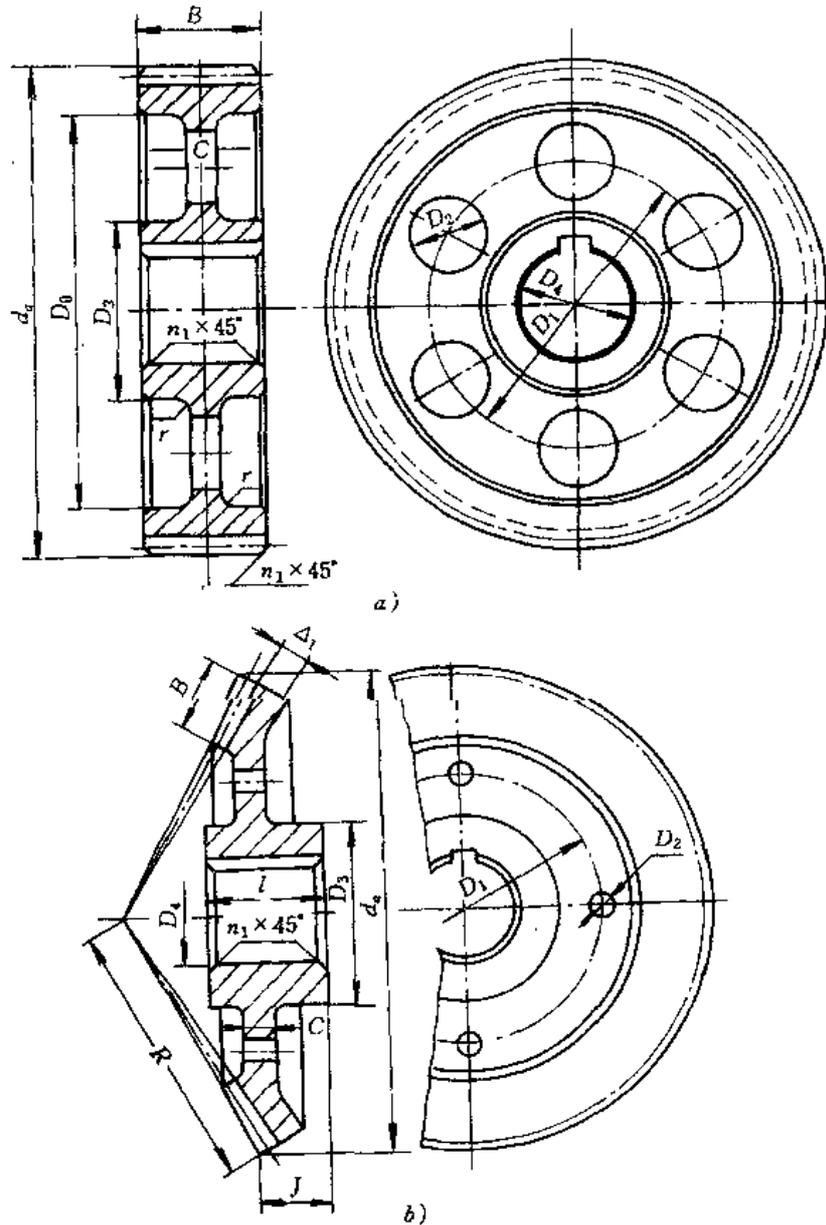


图 4-63 实心结构的齿轮

当齿顶圆直径 $d_a \leq 160\text{mm}$ 时,可做成实心结构的齿轮(图 4-62 及图 4-63)。但航空产品

中的齿轮, 虽 $d_a \leq 160\text{mm}$, 也有做成腹板式的(图 4-64), 当齿顶圆直径 $d_a < 500\text{mm}$ 时, 可做成腹板式的结构(图 4-64), 腹板上开孔是为了便于加工时装夹和起重。孔径较大的还可以减轻重量, 开孔的数目按结构尺寸大小及需要而定。

齿顶圆直径 $d_a > 300\text{mm}$ 的铸造圆锥齿轮, 可做带有加强肋的腹板式结构(图 4-65), 加强肋的厚度 $S \approx 0.8C$ 。

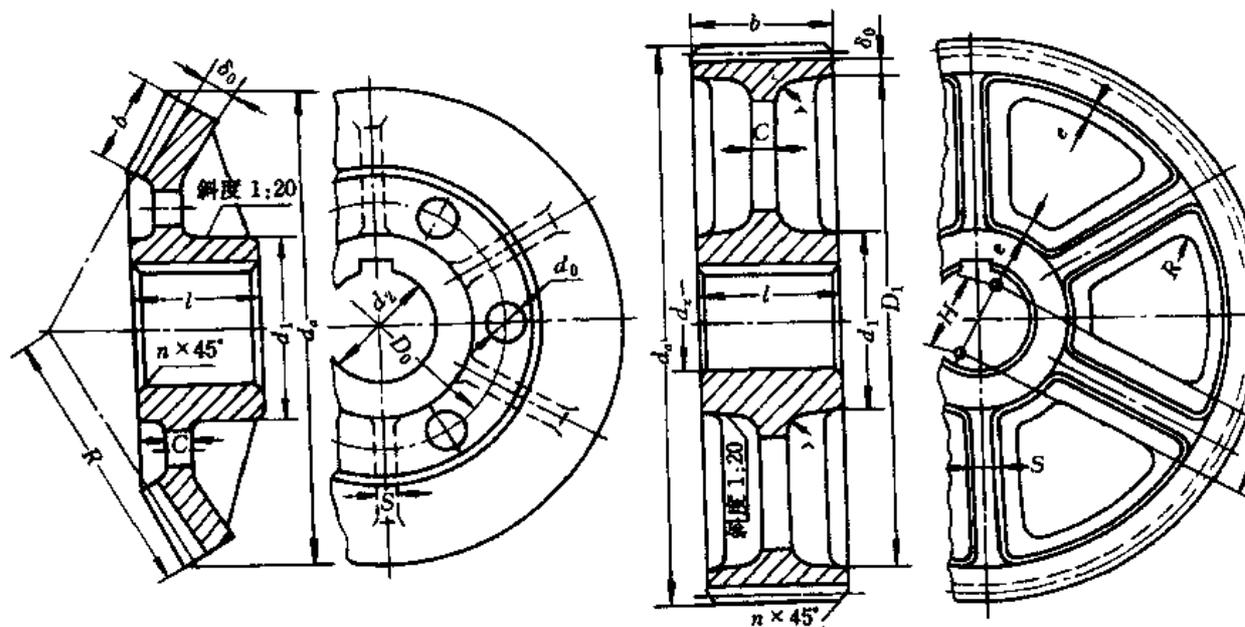


$d_a < 500\text{mm}$; $D_3 \approx 1.6D_4$ (钢材); $D_3 \approx 1.7D_4$ (铸铁); $D_2 \approx (0.25 \sim 0.35)(D_0 - D_3)$;
 圆柱齿轮: $D_0 \approx d_a - (10 \sim 14)m$; $C \approx (0.2 \sim 0.3)B$; 圆锥齿轮: $l \approx (1 \sim 1.2)D_4$;
 $C \approx (3 \sim 4)m$; 尺寸 J 由结构设计而定;
 $\Delta_1 = (0.1 \sim 0.2)R$ 常用齿轮的 C 值不应小于 10mm , 航空用齿轮可取 $C \approx 3 \sim 6\text{mm}$

图 4-64 腹板式结构的齿轮 ($d_a < 500\text{mm}$)

当齿顶直径 $400 < d_a < 1000$ 时, 可做成轮辐式结构(图 4-66)。轮辐数目要视齿轮结构的大

小而定。轮辐剖面形状有多种,常用如图 4-67 所示的几种。



$d_1 = 1.6d_z$ (铸钢), $d_1 = 1.8d_z$ (铸铁)
 $l = (1 \sim 1.2)d_z$
 $\delta_0 = (3 \sim 4)m$, 但不小于 10(mm)
 $C = (0.1 \sim 0.17)R$, 但不小于 10(mm)
 $S = 0.8C$, 但不小于 10(mm)
 D_0, d_0 ——按结构而定

$d_1 = 1.6d_z$ (铸钢), $d_1 = 1.8d_z$ (铸铁)
 $l = (1.2 \sim 1.5)d_z, l \geq b$
 $n = 0.5m$
 $\bar{C} = H/5, e = 0.8\delta_0$
 $\delta_0 = (2.5 \sim 4)m$, 但不小于 8(mm)
 r, R ——按结构确定

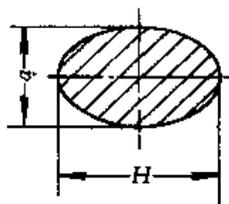


图 4-65 铸造圆锥齿轮 ($d_a > 300\text{mm}$)

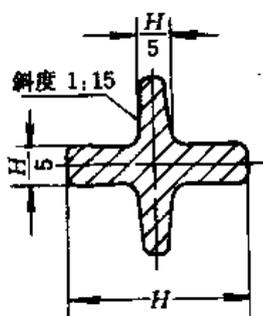
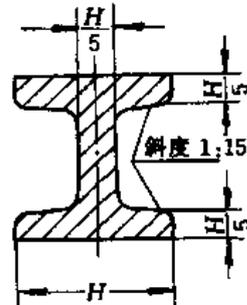


图 4-66 轮辐式齿轮 ($d_a = 400 \sim 1000\text{mm}, b \leq 200\text{mm}$)



a) 椭圆形的, 用于轻载荷齿轮 b) 十字形的, 用于中等载荷齿轮 c) 工字形的, 用于重载荷齿轮
 $a = (0.4 \sim 0.5)H$

图 4-67 轮辐剖面形状

为了节约贵重金属,对于尺寸较大的圆柱齿轮,可做成组装齿圈式的结构(图 4-68)。齿圈用钢制,而轮芯则用铸铁或铸钢。

用尼龙等工程塑料模压出来的齿轮,也可参照图 4-64 或图 4-68 所示的结构及尺寸进行结构设计。用夹布塑胶等金属板材制造的齿轮结构如图 4-69。

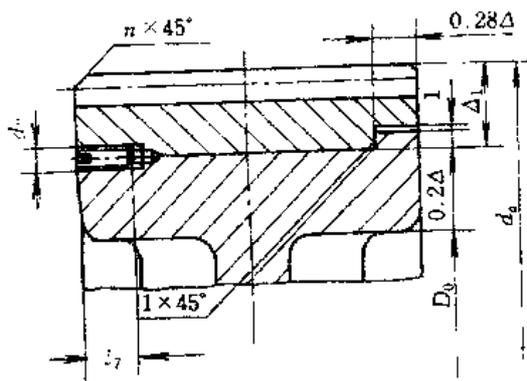


图 4-68 铸装齿圈的结构

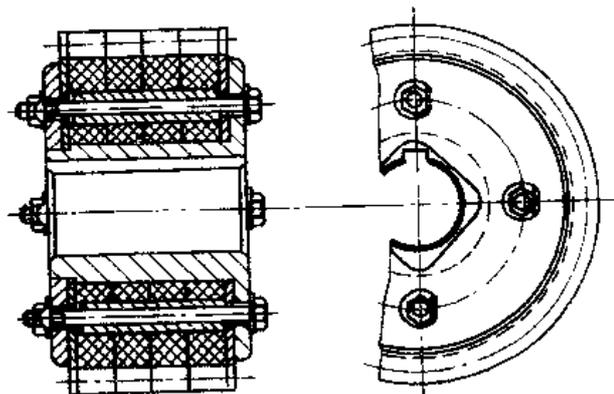


图 4-69 用板材组装的齿轮

进行齿轮结构设计时,还要进行齿轮和轴的联接设计,通常采用单键联接。但当齿轮转速较高时,要考虑轮芯的平衡及对中性。这时内轮和轴的联接应采用花键或双键联接。对于沿轴滑移的齿轮,为了操作灵活,也应采用花键联接或导键联接。

§ 4-6 齿轮传动的效率和润滑

一、齿轮传动的效率

齿轮传动中的损失主要来自:1)啮合中的摩擦损失;润滑油被搅动的油阻损失;3)轴承中的摩擦损失。因此,闭式齿轮传动的效率 η 可由下式计算:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (4-35)$$

式中 η_1 ——考虑齿轮啮合损失时的效率;

η_2 ——考虑油阻损失的效率;

η_3 ——轴承的效率。

对于直齿和斜齿圆柱齿轮传动,考虑啮合损失时的效率可近似地按下式计算:

$$\eta_1 = 1 - 2.3f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) K_\varphi \quad (4-36)$$

式中 f ——轮齿间的滑动摩擦损失,一般取 $f=0.06\sim 0.1$;

K_φ ——随齿轮高变位系数而定的系数。当 $x=0$ 时, $K_\varphi=1$; $x=0.5$ 时, $K_\varphi=0.8$; $x=0.8$ 时, $K_\varphi=1.40$; $x=1$ 时, $K_\varphi=1.75$;

“+”号用于外啮合;“-”号用于内啮合。

啮合损失是由齿间摩擦力引起的,因此,采取措施减小摩擦系数,将能提高啮合效率。试验证明,随着齿面粗糙度的降低,润滑油的粘度减小和轮齿相对滑动速度的减小,啮合损失都增加。因为这些都对油膜的形成产生不利的影响。此外,适当增加齿数,对减小啮合损失是有利的。

润滑油的搅动和飞溅损失是随着齿轮宽度 B 、圆周速度 v 、润滑油粘度 ν 、浸油深度的增加而增大的。

当轮齿浸油深度为 $(2\sim 3)m$ (m 为模数)时,考虑油阻损失的效率可近似地由下式确定

$$\eta_2 = 1 - 2.8 \times 10^{-5} \frac{\nu B}{P} \sqrt{\frac{200}{z_1}} \quad (4-37)$$

式中 v ——齿轮的圆周速度, m/s;

ν ——润滑油在工作温度时的运动粘度, cst;

B ——浸入润滑油中的轮齿宽度, mm;

P ——传动功率, kW。

齿轮传动的效率是随着传递功率的减小而下降的, 因为这时的空车损失(如润滑油的搅动, 克服由齿轮和轴的自重所引起的轴承摩擦力, 密封阻力等等的能量消耗)是不变的。当满载时, 齿轮传动(采用滚动轴承)计入三种损失后的平均效率列于表 4-25。

表 4-25 齿轮传动的平均效率

传动形式	工 作 条 件		
	6 级或 7 级精度闭式齿轮	8 级精度闭式齿轮	稠油润滑开式齿轮
圆柱齿轮	0.98	0.97	0.96
圆锥齿轮	0.97	0.96	0.94

二、齿轮传动的润滑

开式及半开式齿轮, 或速度较低的闭式齿轮, 通常用人工工作周期性加油润滑, 所用润滑剂为润滑油或润滑脂。

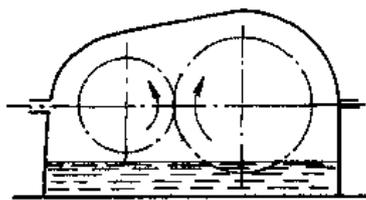


图 4-70 浸油润滑

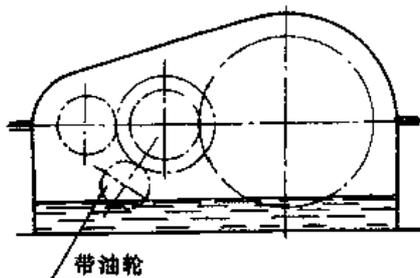


图 4-71 用带油轮带油

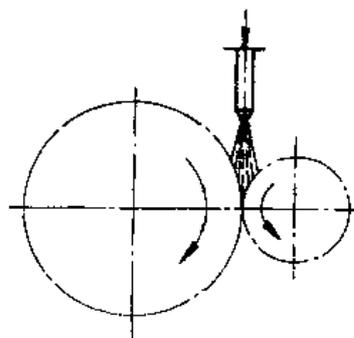


图 4-72 喷油润滑

通用的闭式齿轮传动, 其润滑方法根据齿轮的圆周速度大小而定。当圆周速度 $v < 12\text{m/s}$ 时, 常将大齿轮的轮齿浸入油池中进行浸油润滑(图 4-70)。这样, 齿轮在传动时, 就把润滑油带到啮合的齿面上, 同时也将油甩到箱壁上, 借以散热。齿轮浸入油中的深度可视齿轮的圆周速度大小而定, 对圆柱齿轮通常不宜超过一个齿高, 但一般亦不应小于 10mm; 对圆锥齿轮应浸入全齿宽, 至少应浸入齿宽的一半。在多级齿轮传动中, 可借油轮将油带到未浸入油池内的齿轮的齿面上(图 4-71)。

油池中的油量多少, 取决于齿轮传递功率的大小。对单级传动, 每传递 1kW 的功率, 需油量为 $(0.35 \sim 0.7) \frac{1}{1000} \text{m}^3$ 。对于多级传动, 需油量按级数成倍地增加。

当齿轮的圆周速度 $v > 12\text{m/s}$ 时, 应采用喷油润滑(图 4-72), 即由油泵或中心供油站以一定的压力供油, 借喷嘴将润滑油喷到齿轮的啮合面上。当 $v \leq 25\text{m/s}$ 时, 喷嘴位于轮齿啮入边或啮出边均可; 当 $v > 25\text{m/s}$, 喷嘴应位于轮齿啮出的一边, 以借润滑油及时冷却刚啮合过的轮齿, 同时亦对齿轮进入润滑。

表 4-26 齿轮传动常用的润滑剂^①

名 称	牌 号	粘度 ^{°E₅₀(°E₁₀₀)}	主要性能及用途
机械油	HJ—30	3.81~4.59	各种高速、轻载或中小载荷,循环式或油箱式集中润滑系统,中小型齿轮,蜗杆传动的润滑
	HJ—40	5.11~5.89	
	HJ—50	6.4~7.2	
工业齿轮油	50	6.14~7.44	这类油加有少量的极压剂,抗氧化剂等添加剂,有较高的承压能力,较好的氧化安定性及防锈、防腐蚀性。适用于较重载的齿轮传动,如冶金、矿山用机器的重型齿轮传动
	70	8.8~10.07	
	90	10.07~13.4	
	120	14.85~17.54	
	150	18.9~21.6	
极压工业齿轮油	120	14.85~17.54	这类油加有极压剂,油性剂等改善油性的添加剂,性能比工业齿轮油好。适用于工作条件极差(重载荷,冲击过载较大以及处于高温、有水的环境)的齿轮传动蜗杆传动,如轧钢机的齿轮传动等
	150	18.9~21.6	
	200	24.3~29.7	
	250	31~36.4	
	300	37.8~43.2	
	350	45.5~50	
汽车齿轮油	HL—20(冬用)	(2.7)~(3.2)	汽车变速齿轮、重型机器的闭式齿轮传动及蜗杆传动、各种载荷齿轮,蜗杆减速器
	HL—30(夏用) ^②	(4.0)~(4.5)	
开式齿轮油	1	(6.8)~(8.1)	这类油加有抗磨、防锈等添加剂。适用于开式齿轮传动。使用时可用溶剂稀释
	2	(11.48)~(15.5)	
	3	(27)~(33.7)	
钙钠基润滑脂	ZGN—2		适用于 80~100 C,有水分或潮湿的环境中工作的齿轮传动,但不适用于低温工作情况
	ZGN—3		
石墨钙基润滑剂	ZG—S		适用于起重机底盘的齿轮传动,开式齿轮传动,需潮湿处

注:1.表中所列仅为齿轮油的一部分,必要时可参阅有关资料。

2.我国长江以南地区可全年使用。

表 4-27 齿轮传动润滑油粘度荐用值

齿 轮 材 料	强度极限 σ_B (MPa)	圆 周 速 度 (m/s)						
		<0.5	0.5~1	1~2.5	2.5~5	5~12.5	12.5~25	>25
		粘 度 ^{°E₅₀(°E₁₀₀)}						
塑料、铸铁、青铜	—	24(3)	16(2)	11	8	6	4.5	—
钢	470~1000	36(4.5)	24(3)	16(2)	11	8	6	4.5
	1000~1250	36(4.5)	36(4.5)	24(3)	16(2)	11	8	6
渗碳或表面淬火的钢	1250~1580	60(7)	36(4.5)	36(4.5)	24(3)	16(2)	11	8

注:1.多级齿轮传动,采用各级传动圆周速度的平均值为选取润滑油粘度;

2.对于 $\sigma_B > 800$ MPa的镍铬钢制轮(不渗碳)的润滑油粘度应取高一档的数值。

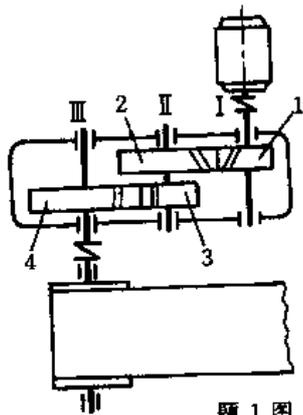
附表1 渐开线函数 $\text{inv}\alpha_K = \text{tg}\alpha_K - \alpha_K$

α_K		0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
10	0.00	17941	18397	18860	19332	19812	20299	20795	21299	21810	22330	22859	23396
11	0.00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28616	29241	29875	30518
12	0.00	31171	40534	32504	33185	33875	34575	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0.00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	48033	48921
14	0.00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	55448	56427	57417	58420	59434	60460
15	0.00	61498	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0.0	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0.0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0.0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0.0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0.0	14904	15908	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0.0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0.0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0.0	23049	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0.0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0.0	29975	30293	30613	30953	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0.0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0.0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0.0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0.0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0.0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0.0	59809	60336	60866	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65799
32	0.0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838
33	0.0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80437
34	0.0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0.0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97549
36	0.	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0.	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0.	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0.	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13994
40	0.	14097	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0.	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0.	16737	16855	16974	17093	17214	17336	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0.	18202	18329	18457	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0.	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0.	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	22804	22958	23112
46	0.	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0.	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0.	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0.	29516	29707	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0.	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0.	34478	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0.	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0.	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0.	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0.	46822	47119	47419	47720	48023	48328	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0.	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0.	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0.	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0.	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65919	66340	66763	67189	67618	68050

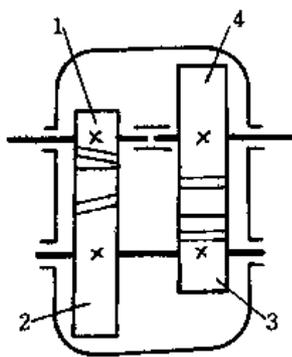
习 题

1. 如题 1 图所示的带式运输机传动装置, 已知输入轴传递功率 $P=10\text{kW}$, 转速 $n_1=960\text{r/min}$, 减速器高速级采用斜齿圆柱齿轮传动 $i_f=4.8$, 低速级采用直齿圆柱齿轮传动 $i_s=3.8$, 使用寿命为 10 年, 单班制(按每年工作 250 天计), 单向传动, 要求设计:

(1) 低速级直齿圆柱齿轮传动; (2) 高速级斜齿圆柱齿轮传动。



题 1 图



题 2 图

2. 如题 2 图所示为同轴式二级圆柱齿轮减速器。已知, 低速轴上齿轮 4 传递扭矩 $T_4=226\text{N}\cdot\text{mm}$, 转速 $n_4=120\text{r/min}$, 传动比 $i_s=4$ 。减速器由电动机驱动, 单向回转, 载荷平稳, 预期寿命 2000 小时。试设计低速级直齿圆柱齿轮传动。

3. 标准圆柱齿轮减速器一齿轮传动, 已知 $n_1=750\text{r/min}$, $a=400\text{mm}$, $z_1=24$, $z_2=108$, $\beta=9^\circ 22'$, $m_n=6\text{mm}$, $b=160\text{mm}$, 8 级精度, 小齿轮材料为 38SiMnMo (调质), 大齿轮材料为 ZG35SiMo (常化), 寿命 20 年(每年 250 工作日), 每日两班制, 小齿轮为对称布置, 试计算该齿轮传动所能传递的功率。

4. 已知开式直齿圆柱齿轮传动 $i=3.5$, 传递功率 $P=3\text{kW}$, $n_1=50\text{r/min}$, 用电动机驱动, 单向转动, 载荷均匀, $z_1=19$, 小齿轮为 45 号钢调质 $\text{HBS}_1=250$, 大齿轮为 45 号钢正火 $\text{HBS}_2=200$ 。试设计计算此单级齿轮传动。

5. 一对变位直齿圆柱齿轮传动, 已知 $m=10\text{mm}$, $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, $z_1=19$, $z_2=25$ 。要求传动时啮合角 $\alpha'=20^\circ 30'$, 求中心距。

6. 一对变位直齿圆柱齿轮传动, 已知 $z_1=12$, $z_2=12$, $\alpha=20^\circ$, $m=10\text{mm}$, $h_a^*=1$, $a'=130$, 试决定这对变位齿轮的变位系数和主要尺寸。

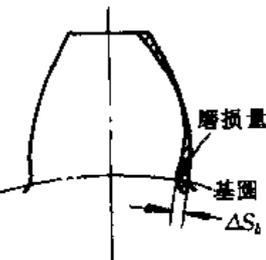
7. 有一对开式标准直齿圆柱齿轮传动, 已知 $z_1=17$, $z_2=68$, $m=5\text{mm}$, $\alpha=20^\circ$, $h_a^*=1$, 单向传动, 工作三年后, 齿廓发生较大磨损。现测得(如图所示)小齿轮基圆处的磨损量 $\Delta S_{s1}=1.5\text{mm}$, 大齿轮基圆处的磨损量 $\Delta S_{s2}=1\text{mm}$ 。问这对齿轮有几种修复方法? 哪一种最好? 并按这个方法决定齿轮尺寸和检验齿轮的齿顶高、根切和重合度。

8. 某技术项目, 需要一个装有一对 $m=2.5\text{mm}$, $i=4$ 的直齿圆柱齿轮减速器, 现利用 $a'=120\text{mm}$ 的旧箱体, 问怎样决定这对齿轮的尺寸。

9. 计算一对内啮合直齿圆柱齿轮的几何尺寸。已知 $z_1=22$, $z_2=58$, $m=5\text{mm}$, $x_1=0.15$,

$x_2 = 0.65$ 。外齿轮用滚齿刀加工,内齿轮用插齿刀加工。刀具参数 $x_{o2} = 20, h_{wo}^* = 1.3, x_{o2} = 0.105$ 。

10. 已知一闭式减速器中的一对标准齿轮传动,其参数为 $m = 4\text{mm}, z_1 = 25, z_2 = 100$;标准中心距 $a = 250\text{mm}$,因大齿轮磨损而采用变位法修复,新做一个小齿轮。试采用什么变位,并确定其变位系数 x_1 和 x_2 。



题 7 图

11. 某齿轮传动的大齿轮已丢失,只存小齿轮。现只知这对齿轮为外啮合标准直齿圆柱齿轮, $h_a^* = 1, a = 112.5\text{mm}, z_1 = 38$ 和 $d_{a1} = 100\text{mm}$,求丢失的大齿轮的齿数,模数和主要尺寸。

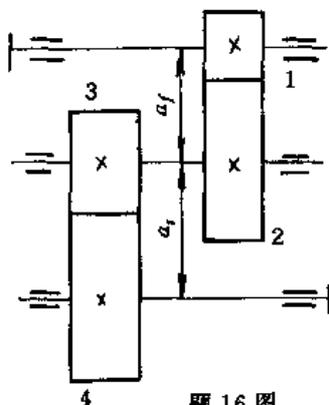
12. 设计运输机传动装置用的单级圆柱齿轮减速器中的齿轮传动。已知电动机功率 $P = 10\text{kW}$,转速 $n_1 = 970\text{r/min}$,由电动机直接拖动减速器输入轴。减速器传动比 $i = 4.8$,单向转动,载荷有中等冲击,要求使用寿命为 10 年,按每年工作 250 天计,单班工作制,要求有较高的可靠性,防止断齿后造成严重事故。

13. 已知 $P_1 = 10\text{kW}$,高速轴 $n_1 = 730\text{r/min}$,低速轴 $n_2 = 205\text{r/min}$,每天工作 8 小时,使用期限 10 年,载荷不大平稳,齿轮位于两轴承中间,旋转方向不变,试设计此闭式齿轮传动。

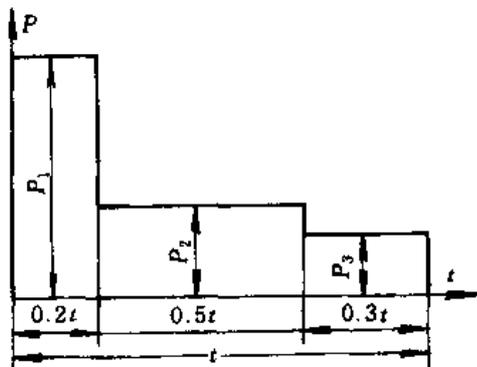
14. 标准减速器的齿轮传动,已知 $n_1 = 750\text{r/min}, a = 400\text{mm}, z_1 = 24, z_2 = 108, x_{n1} = 0.152, x_{n2} = -0.374, \beta = 9^\circ 22', m_n = 6\text{mm}, b_1 = 160\text{mm}$,8 级精度,小齿轮材料为 45 号钢、调质 $\text{HBS}_1 = 250$ 、大齿轮材料为 45 号钢、正火 $\text{HBS}_2 = 195$ 、小齿轮对轴承为对称布置、寿命为 20 年,每年工作 300 天,每日两班制,试设计计算该齿轮传动。

15. 一对直齿圆柱齿轮传动。已知 $P_1 = 10\text{kW}, n_1 = 1000\text{r/min}$,齿数 $z_1 = 12, z_2 = 15, m = 3\text{mm}, \alpha = 20^\circ$,工作平稳,轴承对称布置,无限寿命。进行角度变位(正变位),取 $x_1 = 0.3, x_2 = 0.5$ 。试设计计算该对齿轮传动。

16. 现有一旧的双级开式直齿圆柱齿轮传动,传动布置如图所示。已知高速级齿轮传动的几何尺寸为: $a_f = 150\text{mm}, b = 60\text{mm}, z_1 = 23, z_2 = 97, m = 2.5\text{mm}$,小齿轮为 45 号钢调质 $\text{HBS}_1 = 240$,大齿轮为 45 号正火 $\text{HBS}_2 = 200$ 。由电动机驱动 $n_1 = 1450\text{r/min}$,载荷平稳,轴的刚性较大。试按无限寿命求此对齿轮允许传动的功率。因是旧的传动装置,低速级齿轮已遗失,但测得中心距 $a_s = 210\text{mm}$,齿宽 $b = 80\text{mm}$,要求双级减速比 $i_s = 14$ 。按高速级的工作要求,配对低速级齿轮。



题 16 图



题 17 图

17. 试根据下列条件设计减速器中的圆柱齿轮传动,已知功率 $P_1 = 14\text{kW}, P_2 = 0.75P_1$,

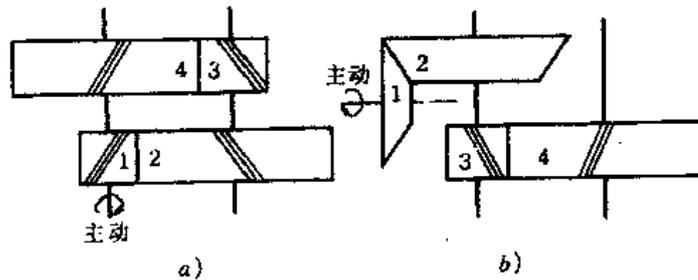
$P_3 = 0.2P_1$, 转速 $n_1 = n_2 = n_3 = 970\text{r/min}$, 传动比 $i = 3.5$, 减速器由电动机直接带动, 要求使用寿命 $t = 25000\text{h}$ 。

18. 设计小型航空发动机中的一斜齿圆柱齿轮传动, 已知 $P_1 = 130\text{kW}$, $n_1 = 11640\text{r/min}$, $z_1 = 23$, $z_2 = 73$, 寿命 $L_h = 100\text{h}$, 小齿轮作悬臂布置, 工作情况系数 $K_A = 1.25$ 。

19. 设计一拉丝机的开式圆锥齿轮传动, 已知 $\Sigma = 90^\circ$, $u = 3$, $T_2 = 2000\text{N} \cdot \text{m}$, $n_2 = 35\text{r/min}$, 一班制工作, 寿命 10 年 (每年 300 工作日), 大齿轮作悬臂布置 (支承用滚子轴承)。

20. 设计用于机床的一直齿圆锥齿轮传动, 已确定 $\Sigma = 90^\circ$, $P_1 = 0.72\text{kW}$, $n_1 = 320\text{r/min}$, $z_1 = 20$, $z_2 = 25$, 工作寿命为 12000h, 小齿轮作悬臂布置 (支承采用球轴承)。

21. 试分析图示的齿轮传动, 各齿轮所受的力 (用受力图表示各力的作用位置及方向)



题 21 图

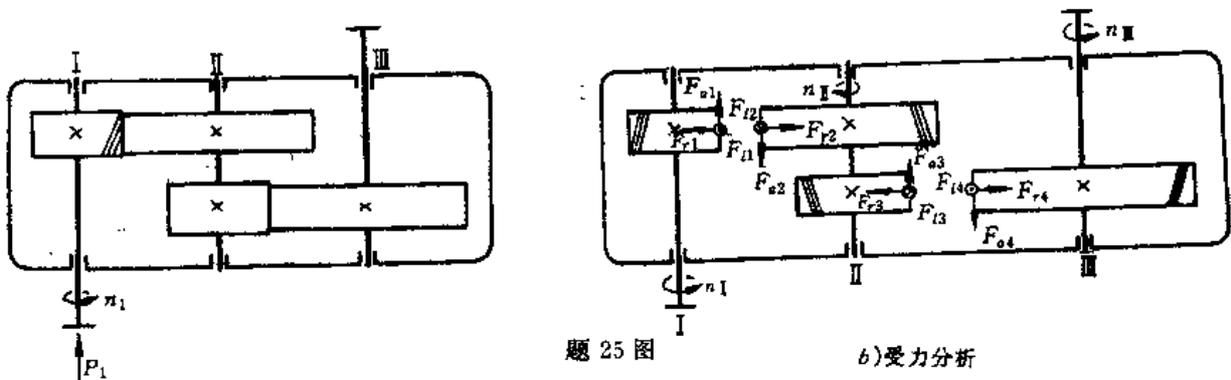
22. 设计由电动机驱动一闭式直齿圆锥齿轮传动。已知传递功率 $P = 9\text{kW}$, 小齿轮转速 $n = 970\text{r/min}$, 减速比 $i = 3$, 工作平稳, 长期使用, 小齿轮悬臂装置。

23. 设计一对由电动机驱动的闭式直齿圆锥齿轮传动 ($\Sigma = 90^\circ$)。已知: $P_1 = 4\text{kW}$, $n_1 = 960\text{r/min}$, $i = 2.7$, 齿轮按级 7—FK JB179—83 制造, 载荷有不大的冲击, 单向传动, 两班制工作, 使用寿命 6 年, 设备可靠度要求一般。

24. 试设计用于航空发动机的一直齿圆锥齿轮传动, 已知 $\Sigma = 90^\circ$, $P_1 = 15\text{kW}$, $n_1 = 15300\text{r/min}$, $z_1 = 17$, $z_2 = 65$, 使用寿命为 200h, 大齿轮作悬臂布置, 工作情况系数 $K_A = 1.25$ 。

25. 在如题 25 图所示二级斜齿圆柱齿轮减速器中, 已知: 高速级齿轮 $z_1 = 21$, $z_2 = 52$, $m_{n1} = 3\text{mm}$, $\beta_1 = 12^\circ 7' 43''$; 低速级齿轮 $z_3 = 27$, $z_4 = 54$, $m_{n2} = 5\text{mm}$; 输入功率 $P_1 = 10\text{kW}$, $n_1 = 1450\text{r/min}$ 。齿轮啮入效率 $\eta_1 = 0.98$, 滚动轴承效率 $\eta_2 = 0.99$ 。试求:

(1) 低速级小齿轮的齿 (旋) 向, 以使中间轴上的轴承所受的轴向力较小; (2) 低速级斜齿轮分度圆螺旋角 β_2 为多少度时, 中间轴上的轴承所受的轴向力完全抵消? (3) 各轴转向及所受扭矩; (4) 齿轮各啮合点作用力的方向和大小 (各用三个分力表示)。



题 25 图

b) 受力分析

蜗杆传动

§ 5-1 概 述

蜗杆传动既有螺旋传动的运动特点,而在几何关系和强度计算方面又具有齿轮传动的特点,同时还有它自己的特殊点:齿面间相对滑动速度大,效率低,易发生胶合与磨损。所以在设计计算中还应进行合理的材料匹配及热平衡计算。

一、蜗杆传动的特点

蜗杆传动是传递空间交错轴间的运动或动力,其交错角大多数为 $\Sigma=90^\circ$,蜗杆为主动件,其组成如图 5-1 所示。它的主要优点是:结构紧凑,工作平稳,无噪音,传动比大(如动力传动中可到 10~80,在仪器仪表中高达 1000),同时还可设计成自锁性的蜗杆传动。因蜗杆传动效率低,常用于 50~60kW 以下。不适用于大功率的场合。

目前蜗杆传动的研究工作正向提高承载能力与效率这两方面努力,以扩大其应用范围。

二、蜗杆传动的类型及应用

蜗杆传动的类型很多,按外形的不同,蜗杆可分为圆柱蜗杆和圆弧面蜗杆两类,本章着重研究圆柱蜗杆。目前应用最多的是圆柱蜗杆中的阿基米德蜗杆,这种蜗杆螺旋面的形成和梯形螺纹的形成相同,在车床加工时,梯形车刀的刀刃顶平面放水平位置,并通过蜗杆轴线。所以在垂直于蜗杆轴线的截面内,齿廓曲线为阿基米德螺旋线如图 5-2;在通过其轴线的截面内,齿廓形状为梯形齿条;在法截面内的齿廓为凸形弧齿。

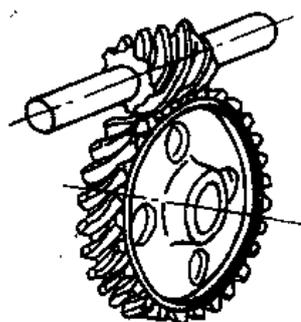


图 5-1 蜗杆传动

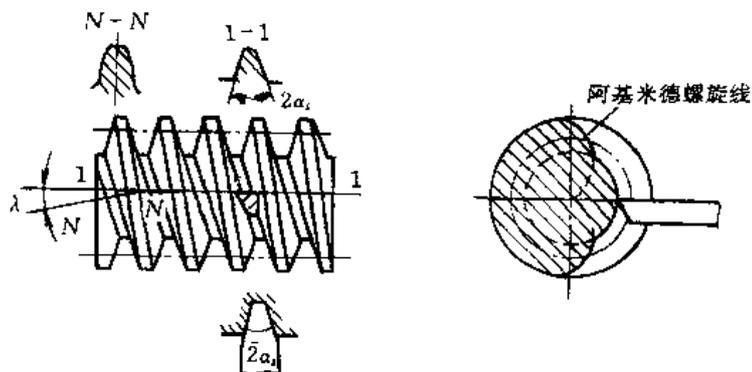


图 5-2 阿基米德圆柱蜗杆

这种蜗杆加工简便,在机械工业中应用很广。但如果要求精度较高时,需要采用特制截面形状的砂轮进行磨削。

为了保证蜗轮与蜗杆的正确啮合,切制蜗轮的滚刀形状,理论上应与相啮合的蜗杆齿形完全相同(唯滚刀直径比蜗杆直径大一径向间隙值),因此蜗轮的齿形和精度,完全取决于蜗轮滚刀的齿形和精度。

§ 5—2 普通圆柱蜗杆传动的基本参数和尺寸计算

蜗杆传动的主要参数和几何尺寸计算,都是通过蜗杆轴线,并在与蜗轮轴线垂直的平面内进行的,这个平面称蜗杆传动的主平面,或称为中间平面。对阿基米德蜗杆传动,在其主平面内恰是齿条齿轮传动(在其他任何截面内均无此特点),如图 5-3 所示。因此可将齿条齿轮传动的全部参数和尺寸计算用于蜗杆传动。

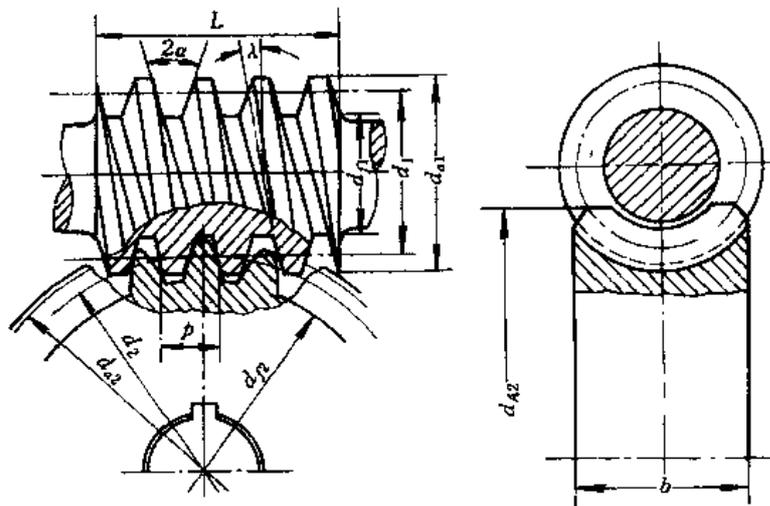


图 5-3 普通圆柱蜗杆传动

一、基本参数

1. 模数 m 及压力角 α

同齿条齿轮传动一样,蜗杆传动正确啮合的条件为:蜗杆的轴面模数 m_{a1} 应等于蜗轮的端面模数 m_{t2} ,并均等于标准模数 m ,即

$$m_{a1} = m_{t2} = m \quad (5-1)$$

同时蜗杆的轴面压力角 α_{a1} 应等于蜗轮的端面压力角 α_{t2} ,并均等于标准压力角 α ,即

$$\alpha_{a1} = \alpha_{t2} = \alpha = 20^\circ \quad (5-2)$$

2. 蜗杆的升角 λ 及特性系数 q

既然蜗杆和螺旋相同,所以它应有左、右旋向和单、多头之分,其分度圆直径 d_1 ,导程 S ,螺旋线数 z_1 及升角 λ 应有如下关系,如图 5-4 所示。

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d_1} = \frac{z_1 P_a}{\pi d_1} = \frac{z_1 \pi m}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1}$$

或 $d_1 = \frac{mz_1}{\operatorname{tg}\lambda}$

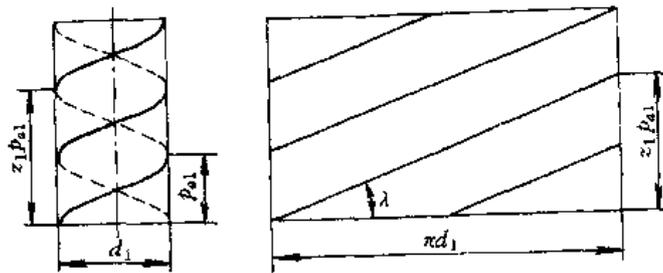


图 5-4 螺旋线升角与导程的关系

由此可见,蜗杆直径 d_1 在任一标准模数 m 和一定的蜗杆头数 z_1 下,随 λ 的不同,可有无限多种,而蜗轮是用与蜗杆参数一样的滚刀加工的,这就要求有无限多种滚刀,无疑这将给生产带来极大的困难。因此在生产实践中,为了减少刀具的数目和标准化,规定了比值 $\frac{z_1}{\operatorname{tg}\lambda} = q$ 为标准值(表 5-1),称 q 为蜗杆特性系数,于是常用的 m 和 q 的标准值见表 5-1。表 5-2 列出了 q 与 z_1, λ 的对应关系。

表 5-1 m, q 和 m^3q 值表

$m(\text{mm})$		q	m^3q	$m(\text{mm})$		q	m^3q	$m(\text{mm})$		q	m^3q
第一系列	第二系列			第一系列	第二系列			第一系列	第二系列		
2		10	80	5		9	1125	10		10	1000
		12	96			10	1250			12	12000
		16	128			12	1500			(8)	10648
2.5		10	156	6		9	1944	(11)		10	13310
		12	188			10	2160			12	15972
		16	250			12	2592			8	13824
3		10	270			9	3087	12		9	15552
		12	324			10	3430			(10)	17280
		16	432			12	4116			(12)	20736
	3.5	10	429	8		8	4096		14	8	21952
		12	515			(9)	4608			(9)	24696
4		10	640			10	5120			10	27440
		12	768			(8)	5832			8	32768
		16	1024			10	7290			9	36864
	4.5	10	911			12	8748			(10)	40960
		12	1094			8	8000			18	46656

注:1. 优先选用第一系列的模数;2. 尽可能不用括号内的 q 值;3. q 值仅适用于阿基米德蜗杆。

表 5-2 蜗杆升角 λ 的荐用值

z_1	q					
	16	14	12	10	9	8
1	3°34'25"	4°05'08"	4°45'49"	5°42'38"	6°20'25"	7°07'30"
2	7°07'30"	8°07'48"	9°27'44"	11°18'36"	12°31'44"	14°02'10"
3	10°37'15"	12°05'49"	14°02'10"	16°41'57"	18°26'06"	20°33'22"
4	14°02'10"	15°56'43"	18°26'06"	21°48'05"	23°57'45"	26°33'54"

3. 蜗杆头(线)数 z_1 及蜗轮齿数 z_2

蜗杆头数一般为 $z_1=1\sim 4$, $z_2=iz_1$ 。对动力传动, z_2 值应同时考虑根切和传动平稳性, 故应取 $z_2>38$, 但如 z_2 过大, 则蜗轮尺寸过大, 于是蜗杆长度过大, 刚度降低, 容易产生挠曲影响正常的啮合, 故一般 z_2 都不大于 80。

4. 中心距 a

蜗杆传动的标准中心距为(见图 5-5b)

$$a = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{m}{2}(q + z_2) \quad (5-3)$$

为了配凑中心距及小量改变传动比, 蜗杆传动也可进行变位。变位方法如同齿轮传动, 将蜗轮滚刀相对于蜗轮毛坯进行位移。所不同的是因蜗轮滚刀与蜗杆形状、尺寸相同, 因此变位只是蜗轮尺寸发生变化, 而蜗杆的尺寸保持不变。但蜗杆蜗轮啮合时, 蜗杆的分度圆不再与节圆重合, 而蜗轮的分度圆与节圆永远重合。因为不管齿条刀具(蜗轮滚刀)是远离还是靠近蜗轮中心, 仅使刀具的分度线(中线)与节线不重合, 而啮合角则永远为分度圆上的标准压力角, 所以滚切蜗轮时的节圆(分度圆), 就是装配后的啮合节圆。

蜗杆传动变位后的中心距为

$$\begin{aligned} a' &= a + \Delta a = a + xm \\ &= \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x) \end{aligned}$$

变位系数为

$$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{a'}{m} - 0.5(q + z_2)$$

为避免蜗轮轮齿变尖或根切, 变位系数最好不超过 ± 1 。

另外, 采用变位可以在不改变箱体中心距 a 和蜗轮毛坯直径的条件下, 达到小量改变传动比的目的。设蜗轮齿数变位前为 z_2 变位后为 z_2' , 则不变位时中心距 $a = \frac{m}{2}(q + z_2)$; 变位后中心距 $a' = \frac{m}{2}(q + z_2' + 2x)$; 不变位时蜗轮顶圆直径 $da_2 = m(z_2' + 2)$; 变位后蜗轮顶圆直径:

$$da_2' = m(z_2' + 2x + 2)$$

为使 $a = a'$, $da_2 = da_2'$, 则必须使

$$z_2 = z_2' + 2x \text{ 或 } z_2' = z_2 - 2x$$

由此可见, 当蜗轮为正变位($x > 0$)时(图 5-5e), 其齿数减少; 当蜗轮为负变位时($x < 0$) (图 5-5d), 其齿数增多。如 $x = \pm 0.5$, 则 $z_2' = z_2 \mp 1$; 当 $x = \pm 1$ 时, $z_2' = z_2 \mp 2$, 因此 x 的取值

在上述条件要求下一般为±0.5或±1。

变位后的传动比

$$i = \frac{z_2'}{z_1} = \frac{z_2 - 2x}{z_1} \quad (5-4)$$

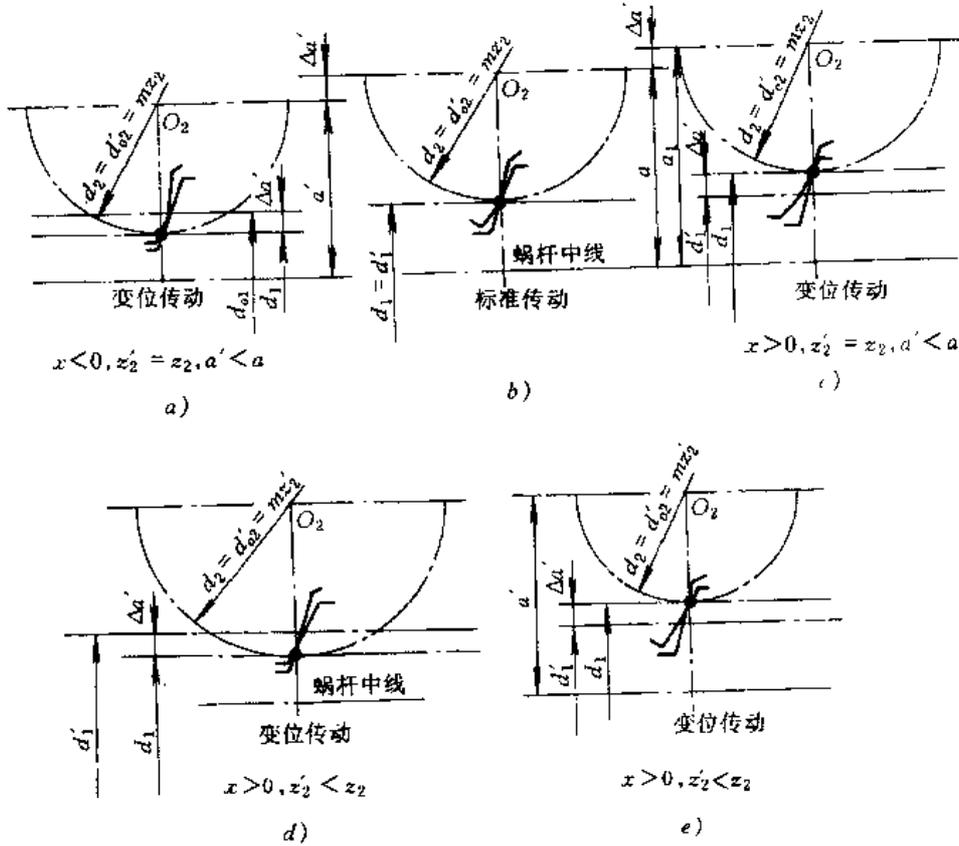


图 5-5 蜗杆传动的变位

5. 相对滑动速度 v_s

蜗杆传动在齿面间产生有较大的相对滑动速度 v_s ，由图 5-6，可得

$$v_s = \frac{V_1}{\cos \lambda} = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \times 1000 \cos \lambda} \quad \text{m/s} \quad (5-5)$$

式中 v_1 ——蜗杆分度圆的圆周速度，m/s；

d_1 ——蜗杆分度圆直径，mm；

n_1 ——蜗杆的转速，r/min。

二、几何尺寸计算

见表 5-3。

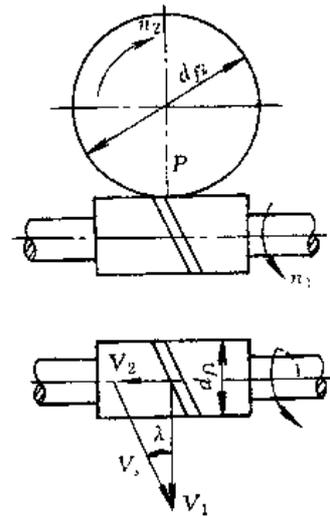


图 5-6 蜗杆传动的滑动速度

表 5-3 普通圆柱蜗杆传动基本几何尺寸计算表

名 称	计 算 公 式	
	蜗 杆	蜗 轮
蜗杆特性系数	$q = d_1/m$	
蜗杆轴面模数(蜗轮端面模数)	m 取标准值, 见表 5-1	
分度圆直径	$d_1 = mq$	$d_2 = mx_2$
节圆直径	$d_1' = m(q + 2x)$	$d_2' = d_2$
标准中心距	$a = \frac{m}{2}(q + z_2)$	
变位传动中心距	$a' = \frac{m}{2}(q + z_2 + 2x)$	
变位系数	$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{a'}{m} - 0.5(q + z_2)$	
齿顶圆直径	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m + 2xm$
齿根圆直径	$d_{f1} = d_1 - 2.4m$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m + 2xm$
最大外径	$d_{01} = d_{a1}$	$d_{02} \leq d_{a2} + m$
蜗杆螺旋线升角	$\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q}$	
蜗杆螺旋部分长度	$z_1 = 1 \sim 2$ 时, $L \geq (11 + 0.06z_2)m$ $z_1 = 3 \sim 4$ 时, $L \geq (12.5 + 0.09z_2)m$	
蜗轮轮缘宽		$z_1 \leq 3$ 时, $B \leq 0.75 \leq d_{a1}$, $z_1 = 4$ 时, $B \leq 0.67 \leq d_{a1}$
包 角	2γ	在 $90^\circ \sim 110^\circ$ 范围内取定

§ 5-3 普通圆柱蜗杆传动设计计算

一、失效形式及计算准则

在蜗杆传动中,由于材料和结构上的原因,蜗杆螺旋部分的强度高于蜗轮轮齿的强度,所以轮齿失效多发生在蜗轮的牙齿上,其失效形式如同齿轮一样有点蚀、胶合、磨损及弯断等。由于蜗杆蜗轮间相对滑动速度大,效率低,最容易发生胶合与磨损。但至今尚无完善而可靠的胶合与磨损的计算数据和办法,因而通常只是仿照圆柱齿轮进行齿面接触疲劳强度和齿根弯曲疲劳强度的条件性计算,并在选取许用应力时,适当考虑胶合和磨损失效因素的影响。与此同时,为防止温度过高使润滑失效,产生胶合,还要进行热平衡计算。

对开式蜗杆传动,一般只按弯曲强度设计。对跨距较大或直径较小的蜗杆,还要进行刚度计算。

二、材料选择

由于蜗杆传动齿面间相对滑动速度大,易发生粘附磨损,甚至胶合,所以蜗杆蜗轮材料不但应有一定的强度,还应有良好的抗胶合及减摩耐磨性能。因此蜗杆传动理想的材料匹配应该是:高硬度、低粗糙度的钢制蜗杆,与跑合及减摩耐磨性能较好的青铜或铸铁蜗轮相匹配。

1. 蜗杆材料

为了提高表面硬度,增大抗磨性,对高速重载的蜗杆,常用低碳合金钢,如 15Cr、20Cr、20CrMnTi 等,经渗碳淬火,使表面硬度达 HRC58~63;也可采用中碳钢或中碳合金钢,如 40、45、40Cr、42SiMn 等,经表面淬火,使表面硬度为 HRC45~55,或经氮化处理,使表面硬度为 HRC55~62。对一般用途的蜗杆,可用中碳钢经调质处理,使硬度为 HB<270。对不重要的如手动蜗杆,也可采用铸铁,如 HT20-40、HT25-47。

2. 蜗轮材料

对于较重要的场合,蜗轮材料常用锡青铜,如 ZQSn10-1、ZQSn6-6-3 等,其减摩性和抗胶合性能都较好,允许的滑动速度可高达 25m/s,但价格昂贵。对于速度不高的场合($v_s \leq 4\text{m/s}$),常用无锡青铜,如 ZQA19-4、ZQA110-3-1.5 等,其强度较高,价格便宜,但抗胶合能力较差。对于低速($v_s < 2\text{m/s}$)或直径较大的蜗轮,或效率要求不高时,可采用铸铁 HT15-33、HT20-40 等。

三、受力和计算载荷

1. 受力分析

蜗杆传动的受力分析同齿轮一样,仍以一节点处法向集中载荷 F_n 代替啮合线上的分布载荷(图 5-7a)。如忽略摩擦力的影响,则主动件蜗杆所受法向力 F_n 可分解为圆周力 F_{t1} 、径向力 F_{r1} 、轴向力 F_{a1} ,而其方向的判别也同斜齿轮: F_{t1} 与啮合点处圆周速度方向相反; F_{r1} 永远指向杆心; F_{a1} 用左、右手法则,即左(右)旋用左(右)手,四指指向要与蜗杆转向相同,伸直拇指,其指向即为 F_{a1} 的方向。

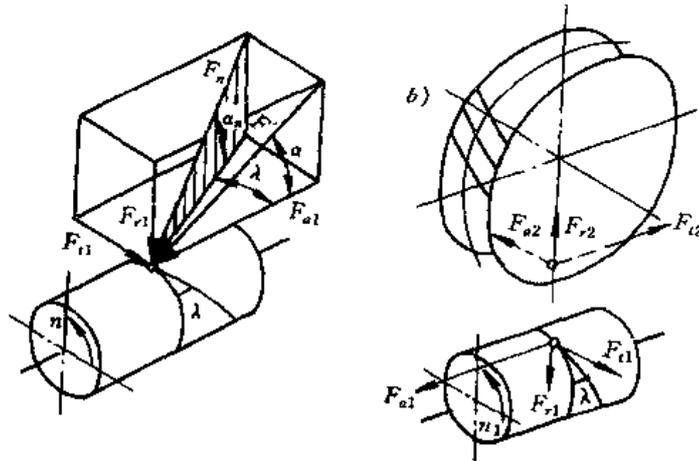


图 5-7 蜗杆传动的受力分析

因蜗杆,蜗轮两轴线成 90° 空间交错,所以 F_{t1} 与 F_{a2} , F_{r1} 与 F_{r2} , F_{a1} 与 F_{t2} 成为三对大小相等,方向相反的力(图 5-7b)。

蜗杆圆周力 F_{t1} 为

$$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_1} = F_{a2} \quad (5-6)$$

蜗杆轴向力 F_{a1} 为

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\tan \lambda} = F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_2} \quad (5-7)$$

蜗杆径向力 F_{r1} 为

$$F_{r1} = F_{a1} \tan \alpha = F_{r2} \quad (5-8)$$

齿面法向力 F_n 为

$$F_n = \frac{F_{a1}}{\cos \lambda \cos \alpha_n} = \frac{2000T_2}{d_2 \cos \lambda \cos \alpha_n}$$

取 $\cos \alpha_n = \cos \alpha$, 则

$$F_n = \frac{2000T_2}{d_2 \cos \lambda \cos \alpha} \quad (5-9)$$

式中 T_1, T_2 ——蜗杆,蜗轮上的转矩, $N \cdot m$;

d_1, d_2 ——蜗杆,蜗轮节圆直径, mm ;

α_n, α ——法面,轴面压力角, $^\circ$;

λ ——蜗杆螺旋线升角, $^\circ$ 。

蜗杆螺旋线升角 λ 与蜗轮的螺旋角 β_2 大小相等,旋向相同。

2. 计算载荷

同齿轮传动一样,计算载荷也是公称载荷与载荷系数 K 的乘积,即

$$F_{nl} = KF_n$$

$$K = K_A K_v K_\beta$$

式中 K_A ——工作情况系数。由表 5-4 查取;

K_v ——动载系数。因蜗轮比齿轮运转平稳,故 K_v 值小,如 $v_2 \leq 3m/s$ 时, $K_v = 1.0 \sim 1.1$;

如 $v_2 > 3m/s$ 时, $K_v = 1.1 \sim 1.2$;

K_β ——载荷分布系数。如载荷平稳,因蜗轮质软易跑合,可取 $K_\beta = 1$;如非稳定载荷或有冲击和振动,由于蜗杆变形不固定,难于跑合,故取 $K_\beta = 1.1 \sim 1.3$,蜗杆刚度小时,取大值,反之取小值。

表 5-4 蜗杆传动工作情况系数 K_A

原 动 机	工 作 机 载 荷		
	均 匀	中 等 冲 击	严 重 冲 击
电动机、汽轮机	0.8~1.25	0.9~1.5	1.0~1.75
多缸内燃机	0.9~1.5	1.0~1.75	1.25~2.0
单缸内燃机	1.0~1.75	1.25~2.0	1.5~2.25

注:小值用于偶尔工作的传动,大值用于长期连续工作的传动。

四、蜗轮齿面接触疲劳强度计算

蜗轮齿面接触疲劳强度计算同斜齿轮相似,仍以赫兹公式为根据,即将

$$\sigma_H = Z_H \sqrt{\frac{F_n}{L} \cdot \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2}} \leq [\sigma]_H$$

式中的 F_n, L 及 $\frac{\rho_2 \pm \rho_1}{\rho_1 \rho_2}$ 换成相应的蜗轮参数,经整理、化简后得到接触疲劳强度公式为

$$\sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2}} \leq [\sigma]_H \quad (5-10)$$

当用 $d_1 = mq, d_2 = mx_2$ 代入式(5-10)时,得

$$\sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{qm^3 z_2^2}} \leq [\sigma]_H$$

$$\text{于是得 } qm^3 \geq KT_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 \text{ mm}^3 \quad (5-11)$$

式中 $[\sigma]_H$ ——蜗轮的许用接触应力,根据材料的不同,确定的方法也不同。如蜗轮材料为强度极限 $\sigma_b < 300\text{MPa}$ 的青铜时,其承载能力主要取决于蜗轮的接触疲劳强度,这时的许用应力为

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{OH} \cdot K_{HN} = [\sigma]_{OH} \cdot \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_2}} \quad (5-12)$$

式中 $[\sigma]_{OH}$ ——蜗轮的基本许用接触应力,由表 5-5 查取;

K_{HN} ——接触寿命系数;

N_2 ——蜗轮齿面实际应力循环次数,其确定方法与齿轮相似。

对稳定载荷

$$N_2 = 60an_2t$$

对非稳定载荷

$$N_2 = N_c = 60a \sum_{i=1}^n n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4$$

式中各符号意义与齿轮传动相同。

如 N_2 (或 N_c) $> 25 \times 10^7$, 取 $N_2 = 25 \times 10^7$, 此时 $K_{HN} = 0.67$ 。

表 5-5 蜗轮基本许用接触应力 $[\sigma]_{OH}$ (MPa)

蜗 轮 材 料	铸 造 方 法	滑 动 速 度 v_s (m/s)	蜗 杆 齿 面 硬 度	
			HB \leq 350	HRC $>$ 45
ZQSn10-1	砂 型	≤ 12	180	200
	金属型	≤ 25	200	220
ZQSn6-6-3	砂 型	≤ 10	115	125
	金属型	≤ 12	135	150

如蜗轮材料的 $\sigma_b > 300\text{MPa}$, 其承载能力主要决定于蜗轮的抗胶合能力。由于胶合的发生与接触应力密切相关, 所以仍按接触强度公式计算, 但许用应力直接由蜗杆蜗轮材料及其相对滑动速度 v_s 决定(表 5-6), 不再考虑循环次数的影响。

表 5-6 铸铁或青铜($\sigma_B > 300\text{MPa}$)蜗轮的许用接触应力 $[\sigma]_H$ (MPa)

材 料		滑动速度 v_s (m/s)							
蜗 杆	蜗 轮	0.25	0.5	1	2	3	4	6	8
20 或 20Cr 渗碳, 45 号钢 淬火 HRC > 45	ZQA19-4 ZQA110-3-1.5	—	250	230	210	180	160	120	90
	ZHMn58-2-2	—	215	200	180	150	135	95	75
	HT200 HT150	160	130	115	90	—	—	—	—
45 号钢或 A6 调质或正火	HT200 HT150	140	110	90	70	—	—	—	—

五、蜗轮齿根弯曲疲劳强度计算

由于蜗轮牙齿形状及载荷分布比较复杂,一般是借用斜齿圆柱齿轮公式作近似计算,并用蜗轮的参数代替相应的参数,经整理简化后,则得到带有更大条件性的强度公式

$$\sigma_F = \frac{1.53KT_2 \cos \lambda}{d_1 d_2 m} \cdot y_{Fa_2} \leq [\sigma]_F, \text{MPa} \quad (5-14)$$

引入 $d_1 = mq, d_2 = mx_2$, 经整理后得

$$qm^3 \geq \frac{1.53KT_2 \cos \lambda}{z_2 [\sigma]_F} \cdot y_{Fa_2} \quad (5-15)$$

式中 y_{Fa_2} ——蜗轮的齿形系数,由当量齿数 $z_e = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda}$ 从表 5-7 中查取;

$[\sigma]_F$ ——蜗轮许用弯曲应力(MPa);

$[\sigma]_F = [\sigma]_F' / K_{FN}$, 其中 $[\sigma]_F'$ 为计入齿根应力校正系数后蜗轮的基本许用弯曲应力,由

表 5-8 中选取; K_{FN} 为寿命系数, $K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}}$ 。

对稳定载荷 $N_2 = 60an_2t$

对非稳定载荷 $N_2 = N_e = 60a \sum_{i=1}^n n_i t_i \left[\frac{T_i}{T_{\max}} \right]^9$

当 $N_2 > 250 \times 10^6$ 时,取 $N_2 = 250 \times 10^6$, 此时 $K_{FN} = 0.54$ 。其他符号意义同前。

表 5-7 蜗轮齿形系数 Y_F

z_e	Y_F	z_e	Y_F	z_e	Y_F	z_e	Y_F
20	1.98	30	1.76	40	1.55	80	1.34
24	1.88	32	1.71	45	1.48	100	1.30
26	1.85	35	1.64	50	1.45	150	1.27
28	1.80	37	1.61	60	1.40	300	1.24

表 5-8 蜗轮材料的基本许用弯曲压力 $[\sigma]_F'$ (MPa)

材 料	铸造方法	σ_B	σ_S	蜗杆硬度 HRC<45		蜗杆硬度 HRC≥45	
				单向受载	双向受载	单向受载	双向受载
ZQSn10-1	砂 模	200	140	51	32	64	40
	金属模	250	150	58	40	73	50
ZQSn6-6-3	砂 模	180	90	37	29	46	36
	金属模	200	90	39	32	49	40
ZQA19-4	砂 模	400	200	82	64	103	80
	金属模	500	200	90	80	113	100
ZQA110-3-1.5	金属模	500	200	90	80	113	100
ZHMn58-2-2	金属模	340	140	62	55	77	69
HT150	砂 模	150	—	38	24	48	30
HT200	砂 模	200	—	48	30	60	38

表 5-8 列出了某些材料在应力循环次数 $N=10^6$ 时的基本许用弯曲应力 $[\sigma]_F'$ 。当 $N \neq 10^6$ 时, 要将表列数值乘以寿命系数 K_{FN} , 即 $[\sigma]_F = K_{FN}[\sigma]_F'$ 。

六、蜗杆的刚度计算

蜗杆受力后如产生过大的变形, 就会造成轮齿上载荷集中, 影响蜗杆与蜗轮的正确啮合, 故应校核蜗杆刚度。通常是把蜗杆螺旋部分看作以蜗杆齿根圆直径为直径的轴段, 主要是校核蜗杆的弯曲刚度, 其最大挠度 y 可按下式作近似计算, 并得其刚度条件为

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48EI} L^3 \leq [y], \text{mm} \quad (5-10)$$

式中 F_{t1} ——蜗杆所受的圆周力, N;

F_{r1} ——蜗杆所受的径向力, N;

E ——蜗杆材料的弹性模量, MPa;

I ——蜗杆危险剖面的惯性矩, $I = \frac{\pi d_{f1}^4}{64}$ (mm^4), 其中 d_{f1} 为蜗杆齿根圆直径, mm;

L ——蜗杆两端支承间的跨距 (mm), 视具体结构要求而定, 初步计算时可取 $L' = 0.9d_2$, d_2 为蜗轮分度圆直径;

$[y]$ ——许用最大挠度, $[y] = \frac{d_1}{1000}$, 此处 d_1 为蜗杆分度圆直径 (mm)。

七、普通圆柱蜗杆传动的精度等级及其选择

JB179-83 对普通圆柱蜗杆传动规定了 12 个精度等级; 1 级精度最高, 依次降低。一般以 6~9 级的应用最多。6 级精度的传动可用于中等精度机床的分度机构, 发动机调节系统的传动以及武器读数装置的精密传动, 它允许的蜗轮圆周速度 $v_2 > 5\text{m/s}$ 。7 级精度常用于运输和一般工业中的中等速度 ($v_2 < 7.5\text{m/s}$) 的动力传动。8 级精度用于每昼夜只有短时工作的次要的低速 ($v \leq 3\text{m/s}$) 传动。

蜗杆传动精度等级的标注方法与齿轮传动的标注方法相同。

§ 5-4 圆弧齿圆柱蜗杆传动

一、圆弧齿圆柱蜗杆传动的性能

这种蜗杆的轴截面或法截面内的齿廓为凹形圆弧,故称圆弧齿圆柱蜗杆传动(图 5-8)。根据加工方法和齿形参数的不同,可有多种类型。我国目前生产的一种是用圆弧成型车刀切出齿槽然后用砂轮修磨而成,称为轴面圆弧齿圆柱蜗杆(ZAY 型)传动。它也是一种线接触的啮合传动。蜗杆齿与蜗轮齿的螺旋方向通常是右旋。为了提高蜗杆传动的承载能力,或满足一定的中心距要求,圆弧齿圆柱蜗杆传动也可以进行变位。其变位方法与普通圆柱蜗杆传动一样,蜗杆是不变位的,只有蜗轮变位。为了避免蜗轮齿出现根切现象,必须用正变位。

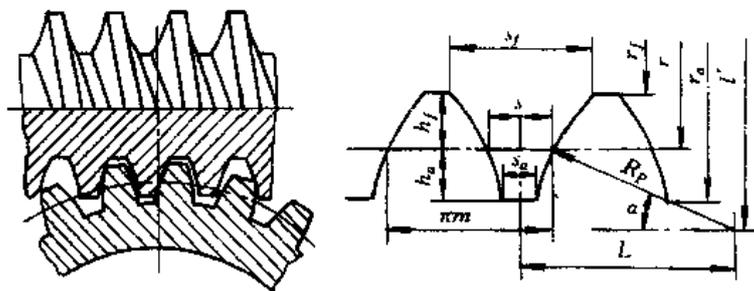


图 5-8 圆弧齿圆柱蜗杆传动

圆弧齿圆柱蜗杆传动和普通圆柱蜗杆传动相比,其特点:(1)由于是凹凸弧齿廓相啮合,接触线与蜗杆圆周速度方向间的夹角大多增至 40° 以上,有利于形成动压油膜,减少了啮合之间的摩擦和磨损,发热量低,传动效率比普通圆柱蜗杆传动提高 $10\% \sim 15\%$ 。(2)由于啮合齿廓的综合曲率半径增大,使齿面的接触应力降低,增大了齿面接触疲劳强度。而且蜗轮轮齿的厚度较大,使蜗轮齿根的弯曲疲劳强度增大,所以承载能力一般可提高 $1.5 \sim 2.5$ 倍。(3)由于齿面和齿根强度的提高,与普通圆柱蜗杆传动相比,在传递同样功率的情况下,这种蜗杆传动的体积小,重量轻,结构较为紧凑。

二、圆弧齿圆柱蜗杆传动的主要参数

圆弧齿圆柱蜗杆传动的主要几何参数有齿廓圆弧半径 R_0 、变位系数 x 和齿形角 α 。

齿形角 α :一般推荐齿形角 $\alpha = 20^\circ \sim 24^\circ$,但考虑到齿形角对蜗杆蜗轮的加工工艺性,啮合时接触线的形状和承载能力等的影响,常选取 $\alpha = 23^\circ$ 。

齿廓圆弧半径 R_0 :较小的 R_0 值,对啮合时的接触面积和接触线的形状都较有利。如 R_0 值太小,会产生轮齿干涉现象。同时,为了减少蜗轮的滚刀数,规定对不同的中心距 a 和传动比 i ,当 m, q, z 相同时,应使 R_0 值也相同。故在实际应用中,推荐 $R_0 = (5 \sim 5.5)m$, m 为模数。当 $z_1 = 1 \sim 2$ 时,取 $R_0 = 5m$; $z_1 = 3$ 时,取 $R_0 = 5.3m$; $z_1 = 4$ 时,取 $R_0 = 5.5m$ 。

变位系数 x :为了避免根切,有利于润滑油膜的形成和增大接触面积,应取 $x_{\min} \geq 0.5$;但考虑到变位系数太大,会使齿顶变尖和啮合区减小,故应取 $x_{\max} \leq 1.5$ 。实际设计中,当 $Z_1 > 2$ 时,取 $x = 0.7 \sim 1.2$; $z_1 \leq 2$ 时,取 $x = 1 \sim 1.5$ 。通常 x 应尽可能在 $0.7 \sim 1.2$ 范围内选取。

侧隙 j :为了使啮合齿面间易于形成油膜,以保证良好的润滑条件,并考虑到蜗轮滚刀的

刃磨方便等因素,齿侧间隙 j 值应较普通圆柱蜗杆传动取得稍大些。

此外,由于圆弧齿圆柱蜗杆的齿廓是一半径为 R_p 的圆弧,从齿廓圆弧中心到蜗杆轴线的距离 l' (图 5-8) 为:

$$l' = R_p \sin \alpha + \frac{1}{2} q m$$

齿廓圆弧中心到蜗杆齿对称线的距离 L' 为:

$$L' = R_p \cos \alpha + \frac{1}{2} S = R_p \cos \alpha + 0.2 \pi m$$

蜗轮外圆直径 d_{o2} 为:

$$d_{o2} \leq d_{a2} + (0.8 \sim 1) (\text{取整数值}),$$

蜗轮宽度 b_2 为:

$$b_2 = (0.67 \sim 0.7) d_{a1} (\text{取整数值}),$$

蜗杆螺纹部分长度 b_1 为:

当 $z_1 = 1 \sim 2; x < 1$, 取 $b_1 \geq (12.5 + 0.1z_2)m$;

$$x \geq 1, \text{取 } b_1 \geq (13 + 0.1z_2)m。$$

当 $z_1 = 3 \sim 4; x < 1$, 取 $b_1 \geq (13.5 + 0.1z_2)m$;

$$x \geq 1, \text{取 } b_1 \geq (14 + 0.1z_2)m。$$

对于磨削蜗杆 b_1 的加长量为:

$m \leq 6$, 加长 20mm; $m = 7 \sim 9$, 加长 30mm; $m = 10 \sim 14$, 加长 40mm; $m = 16 \sim 25$, 加长 50mm。蜗杆齿厚 $S = 0.4 \pi m$ 。

三、圆弧齿圆柱蜗杆传动的强度计算

圆弧齿圆柱蜗杆传动的受力情况与普通蜗杆传动相同,其失效形式和设计准则也大体相同。但由于圆弧齿圆柱蜗杆传动是凹凸弧齿廓相啮合,所采用的齿形角 $\alpha = 23^\circ$,因而改善了受力情况,提高了蜗轮轮齿的弯曲疲劳强度。如再采用大的正变位系数,轮齿的弯曲疲劳强度还将提高。实践证明,圆弧齿蜗杆传动的蜗轮轮齿齿根弯曲疲劳强度远大于齿面接触疲劳强度。所以在这种蜗杆传动设计中,只需要进行齿面接触疲劳强度计算。

圆弧齿圆柱蜗杆传动的承载能力要比普通圆柱蜗杆传动高。因此,圆弧齿圆柱蜗杆传动的强度计算,可在普通圆柱蜗杆传动强度的计算中,引入承载能力提高系数 H ,其值随中心距 a 和蜗轮齿数 z_2 的增大而逐渐减小,有下面的经验公式:

$$H = \frac{2616}{(\sqrt[3]{a} - 0.95)(245 + z_2)} \quad (5-17)$$

当中心距 $a = 60 \sim 500\text{mm}$, 蜗杆转速 $n_1 \leq 1500\text{r/min}$, 蜗轮齿数 $z_2 = 30 \sim 100$ 时, $H = 3.19 \sim 1.10$; 当 a 或 z_2 值偏小时, H 取偏大值。

$$\text{令 } T_2' = T_2 H, F_{t2}' = F_{t2} H$$

$$T_2 = \frac{T_2'}{H}, F_{t2} = \frac{F_{t2}'}{H}$$

式中 T_2', F_{t2}' —— 分别为圆弧齿圆柱蜗轮承受的转矩及圆周力;

T_2, F_{t2} —— 分别为普通圆柱蜗轮承受的转矩及圆周力。

故式(5-10)和式(5-11)改写成:

$$\sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2 H}} \leq [\sigma]_H (\text{MPa}) \quad (5-18)$$

$$qm^3 \geq \frac{KT_2}{H} \left(\frac{480}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 (\text{mm}^3) \quad (5-19)$$

式中载荷系数 K , 许用接触应力 $[\sigma]_H$ 与普通圆柱蜗轮的相同。应当指出, 这是一种概略性的计算方法。

§ 5-5 蜗杆传动的效率、润滑及热平衡计算

一、蜗杆传动的效率

闭式蜗杆传动总效率为 $\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3$ (5-20)

式中 η_1 —— 啮合效率;

η_2 —— 轴承效率;

η_3 —— 搅油效率。

啮合效率 η_1 按螺旋副的效率计算, 当蜗杆主动时, 其啮合效率为

$$\eta_1 = \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho_v)} \quad (5-21)$$

式中 λ —— 蜗杆分度圆螺旋升角;

ρ_v —— 齿面间当量摩擦角, $\rho_v = \text{tg}^{-1} f_v$, f_v 为当量摩擦系数。

ρ_v (或 f_v) 与蜗杆蜗轮的材料, 表面质量, 润滑状况及齿面间相对滑动速度 v , 有关, 可在表 5-9 查取。

表 5-9 当量摩擦系数 f_v 和当量摩擦角 ρ_v

蜗轮材料	锡 青 铜				无 锡 青 铜	
	HRC > 45		HB ≤ 350		HRC > 45	
蜗杆齿面硬度	f_v	ρ_v	f_v	ρ_v	f_v	ρ_v
滑动速度 v_s (m/s)						
0.01	0.11	6°17'	0.12	6°51'	0.18	10°12'
0.10	0.08	4°34'	0.09	5°09'	0.13	7°24'
0.50	0.055	3°09'	0.065	3°43'	0.09	5°09'
1.00	0.045	2°35'	0.055	3°09'	0.07	4°00'
2.00	0.035	2°00'	0.045	2°35'	0.055	3°09'
3.00	0.028	1°36'	0.035	2°00'	0.045	2°35'
4.00	0.024	1°22'	0.031	1°47'	0.04	2°17'
5.00	0.022	1°16'	0.029	1°40'	0.035	2°00'
8.00	0.018	1°02'	0.026	1°29'	0.03	1°43'
10.0	0.016	0°55'	0.024	1°22'		
15.0	0.014	0°48'	0.020	1°09'		
24.0	0.013	0°45'				

由于轴承摩擦及搅油这两项功率损耗不大,一般取 $\eta_2 \cdot \eta_3 = 0.95 \sim 0.96$ 。则总效率 η 为

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3$$

$$= (0.95 \sim 0.96) \times \frac{\text{tg} \lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho_v)} \quad (5-22)$$

在设计之初,为了近似地求出蜗轮轴上的转矩 T_2 , η 值可如下估取:

蜗杆头数	z_1	1	2	3	4
总效率	η	0.7	0.8	0.85	0.9

二、蜗杆传动的润滑

蜗杆传动齿面间相对滑动速度大,效率低,发热量较大,因此应特别注意选用合适的润滑油和润滑的方式,否则同样可使效率降低,提前发生磨损或胶合失效。

闭式蜗杆传动润滑油粘度及润滑方式的选择见表 5-10。

表 5-10 蜗杆传动的润滑油粘度及润滑方法

滑动速度 v_s (m/s)	<1	<2.5	<5	>5~10	>10~15	>15~25	>25
工作条件	重载	重载	中载	—	—	—	—
粘度, cSt _{50℃(100℃)}	450(55)	300(35)	180(20)	120(12)	80	60	45
润 滑 方 法	浸 油			浸油或喷油	压力喷油润滑及其压力, N/mm ²		
					0.07	0.2	0.3

如采用浸油润滑时,对下置式蜗杆,浸油深度大于蜗杆的一个齿高;对上置式蜗杆,浸油深度为蜗轮外径的 $\frac{1}{3}$ 左右。

三、热平衡计算

因蜗杆传动发热量大,如不及时散热,油温将升高,致使粘度下降,润滑失效,引起齿面磨损与胶合。这对连续运转和闭式传动尤为重要,所以必须进行热平衡计算,以控制工作温度 t 在允许的范围內。

设蜗杆输入功率为 P_1 (kW),总效率为 η ,则摩擦损失功率全部变成的热流量 Q_1 为:

$$Q_1 = P_1(1 - \eta) \times 1000, \text{W}$$

蜗杆传动箱体表面能自然散发出的热流量 Q_2 为:

$$Q_2 = AK_a(t - t_0)$$

式中 A ——散热面积,即内表面与油接触或能被油溅到,而外表面又能被空气冷却的箱体表面积(m^2)。凸缘及散热片面积按 50% 计算;

K_a ——散热系数,一般取 $K_a = (8.15 \sim 17.45) \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$,当周围空气流通良好时,取偏大值,否则取小值;

t_0 ——周围空气温度,设计时可取 $t_0 = 20^\circ\text{C}$;

t ——油的工作温度,一般控制在 $60 \sim 70^\circ\text{C}$,最高不超过 80°C 。

按热平衡条件 $Q_1 = Q_2$,即求得油的工作温度为

$$t = \frac{1000P_1(1 - \eta)}{AK_a} + t_0 \quad (5-23)$$

如求得的 t 值超过限制,则必须采取如下措施提高散热能力:箱体上加散热片;油池中通

设冷却水管(图 5-9);蜗杆轴端安装风扇等。

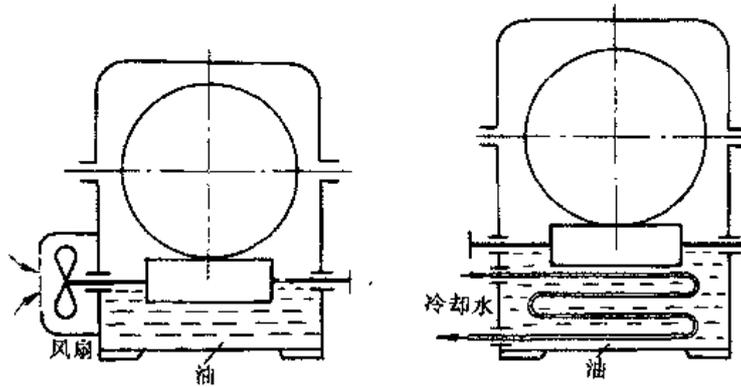


图 5-9 蜗杆传动的散热装置

最积极的办法是提高蜗杆传动的效率,以降低所产生的热量。

§ 5—6 蜗杆传动的结构设计

一、蜗杆结构

因蜗杆螺旋部分径向尺寸太小,多数与轴制成一体,其余部分均与轴的结构设计相同(见第九章)。

因蜗杆螺旋部分制造方法不同,常见有两种结构形式的蜗杆。

1. 铣制蜗杆 这种蜗杆如图 5-10(a)所示,没有退刀槽,只能铣制,优点是蜗杆刚度好。
2. 车制蜗杆 车制蜗杆如图 5-10(b)所示,有退刀槽,可以车,磨削,也可以铣削。缺点是刚度不如铣制蜗杆。

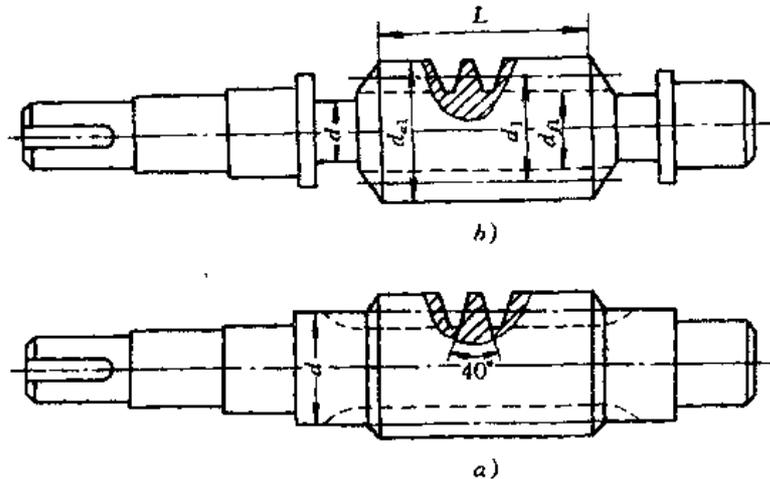


图 5-10 蜗杆传动的结构形式

二、蜗轮结构

常用的蜗轮结构形式有以下几种:

1. 整体浇铸式(图 5-11a) 这种结构用于直径小于 100mm 的青铜蜗轮,或任意直径的铸铁蜗轮。

2. 拼铸式(图 5-11e) 这是在铸铁轮芯上加铸青铜齿圈,为防止齿圈受力时滑动,轮芯上制有榫槽,浇铸后再切齿,这种结构适用于成批生产。

3. 齿圈式(图 5-11b) 将齿圈与铸铁轮芯用过盈配合连接(如 $\frac{H7}{r6}$ 、 $\frac{H7}{s6}$),并加台肩定位及用 4~6 个螺钉固定。齿圈、轮芯也可采用普通螺栓或铰制孔螺栓联接的结构(图 5-11c,d),螺栓的直径和个数可由强度计算确定。图 5-11c 所示结构适用于尺寸不太大,工作温度变化较小的场合。图 5-11d 所示结构装拆方便,工作可靠,适用于尺寸较大,易磨损的场合。

蜗轮其余尺寸见有关手册,图册。

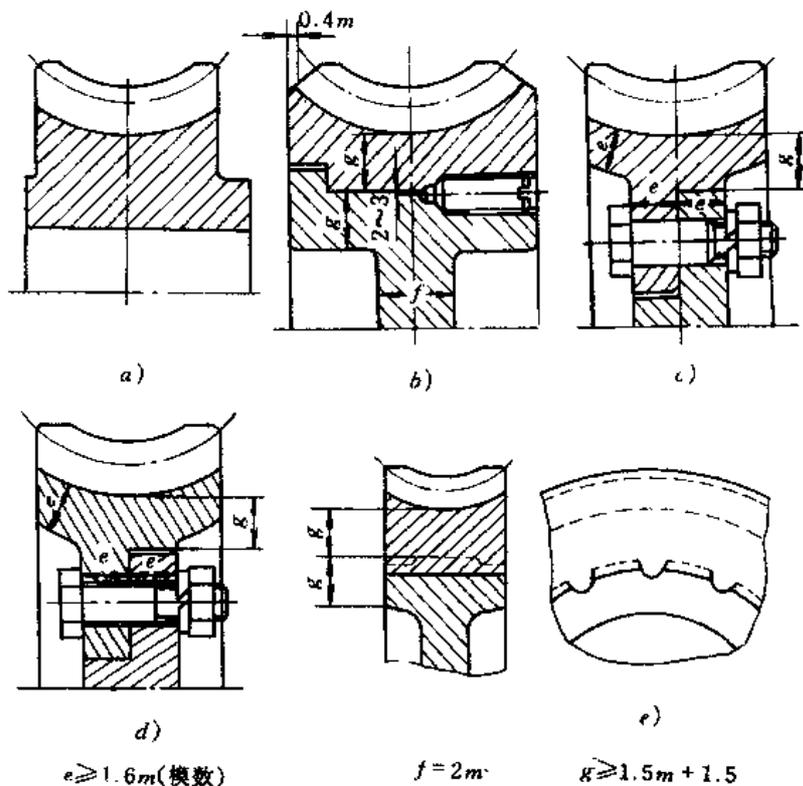


图 5-11 蜗轮的结构形式

例题分析

例题 1 设计一蜗杆传动,已知 $m=3\text{mm}$, $a=100\text{mm}$, 传动比 $i=18$ 。

解:由表 5-1,当 $m=3$,则 $q=12$,可按已知中心距确定蜗轮齿数 z_2

$$a = \frac{m}{2}(q + z_2) = \frac{3}{2}(z_2 + 12) = 100$$

$$z_2 = \frac{164}{3} = 54.66 \quad \text{取 } z_2 = 55$$

按传动比 i 可求出蜗杆头数 z_1

$$z_1 = \frac{z_2}{i} = \frac{55}{18} = 3.05 \quad \text{取 } z_1 = 3$$

按 $q=12, z_2=55$, 则标准中心距 a 为:

$$a = \frac{m}{2}(z_2 + q) = \frac{3}{2}(55 + 12) = 100.5 \text{ mm}$$

而实际中心距 $a' = 100 \text{ mm}$, 所以蜗轮要变位, 其变位系数为:

$$x = \frac{a' - a}{m} = \frac{100 - 100.5}{3} = -\frac{0.5}{3} = -0.167$$

齿顶圆直径 $d_{a1} = d_1 + 2m = 36 + 6 = 42 \text{ mm}$

齿根圆直径 $d_{f1} = d_1 - 2.4m = 36 - 7.2 = 28.8 \text{ mm}$

螺旋升角 $\operatorname{tg} \lambda = \frac{z_1}{q} = \frac{3}{12} = 0.25 \quad \lambda = 14^\circ 02' 10''$

蜗轮分度圆直径

$$\begin{aligned} d_2 &= mz_2 \\ &= 55 \times 3 = 165 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2m - 2xm \\ &= 165 + 6 - 1.00 \\ &= 170 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2.4m - 2xm \\ &= 165 - 7.2 - 1.00 \\ &= 146.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

蜗杆螺旋部分长度 $L \geq (12.5 + 0.09z_2)m$

$$\begin{aligned} &\geq (12.5 + 0.09 \times 55) \times 3 \\ &\geq 52.35 \quad \text{取 } L = 54 \text{ mm} \end{aligned}$$

蜗轮轮缘宽度 $B \leq 0.75d_{a1} \leq 31.5$ 取 $B = 30 \text{ mm}$

例题 2 有一阿基米德蜗杆传动。已知: 模数 $m = 5 \text{ mm}$, 蜗杆头数 $z_1 = 1$, 蜗轮齿数 $z_2 = 50$, 蜗杆螺旋方向为右旋, 标准传动。试选择蜗杆直径系数(或特性系数) q , 并计算蜗杆和蜗轮的几何尺寸。

解:

一、蜗杆特性系数 q

由表 5-1, 根据 $m = 5 \text{ mm}$, 取 $q = 10$ 。

二、几何尺寸计算

蜗杆分度圆直径

$$d_1 = mq = 5 \times 10 = 50 \text{ mm}$$

蜗轮分度圆直径

$$d_2 = mz_2 = 5 \times 50 = 250 \text{ mm}$$

中心距

$$a = \frac{m}{2}(q + z_2) = \frac{5}{2} \times (10 + 50) = 150 \text{ mm}$$

蜗杆分度圆螺旋角

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{z_1}{q} = \operatorname{arctg} \frac{1}{10} = 5^\circ 42' 38''$$

蜗轮分度圆螺旋角

$$\beta_2 = \lambda = 5^\circ 42' 38''$$

齿顶高

$$h_{a1} = 5\text{mm}$$

$$h_{a2} = 5\text{mm}$$

齿根高

$$h_{f1} = 1.2m = 1.2 \times 5 = 6\text{mm}$$

$$h_{f2} = 1.2m = 1.2 \times 5 = 6\text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 50 + 2 \times 5 = 60\text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 250 + 2 \times 5 = 260\text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 50 - 2 \times 6 = 38\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 250 - 2 \times 6 = 238\text{mm}$$

蜗杆螺旋部分长度

$$L \geq (11 + 0.06z_2)m \geq (11 + 0.06 \times 50) \times 5 \\ \geq 70\text{mm}$$

考虑退刀槽 取 $L = 80\text{mm}$

蜗轮外径

$$d_{o2} = d_{a2} + m = 260 + 5 = 265\text{mm}$$

蜗轮轮缘宽度

$$B \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \times 60 = 45\text{mm}$$

例题 3 已知一蜗杆传动,传递的功率 $P_1 = 8.8\text{kW}$, $n_1 = 960\text{r/min}$, $i = 18$, $z_1 = 2$, $m = 10\text{mm}$, $q = 8$, 传动总效率 $\eta = 0.88$ 。求:蜗杆传动中蜗杆和蜗轮所受的力 (F_t, F_r, F_a)。

解:

一、蜗杆,蜗轮的分度圆直径

$$d_1 = mq = 10 \times 8 = 80\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = miz_1 = 10 \times 18 \times 2 = 360\text{mm}$$

二、作用在蜗杆,蜗轮上的转矩

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{8.8}{960} = 8.75 \times 10^4 \text{N} \cdot \text{mm}$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1 \eta}{n_1 / i} \\ = 9.55 \times 10^6 \times \frac{8.8 \times 0.88}{960 / 18} = 1.39 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm}$$

三、蜗杆,蜗轮啮合点所受的力

在蜗杆传动中,蜗杆所受圆周力 F_{t1} 与蜗轮所受轴向力 F_{a2} 等值反向;蜗轮所受圆周力 F_{t2} 与蜗杆所受轴向力 F_{a1} 等值反向;两轮所受径向力 F_r 等值反向。故

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 8.75 \times 10^4}{80} = 2.19 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{r2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1.39 \times 10^6}{360} = 7.72 \times 10^3 \text{N}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{r2} \operatorname{tg} \alpha = 7.72 \times 10^3 \times \operatorname{tg} 20^\circ = 2.81 \times 10^3 \text{N}$$

例题 4 设计一起重设备用的闭式蜗杆传动。载荷有中等冲击，蜗杆轴由电动机驱动，额定功率 $P_1 = 10 \text{kW}$ ，转速 $n_1 = 1470 \text{r/min}$ ， $n_2 = 120 \text{r/min}$ ，间歇工作，每日工作以 2 小时计算，要求使用寿命 10 年，短期最大过载为额定载荷的 2 倍。

分析 本题属一般工作条件，可采用阿基米德蜗杆。根据已知载荷及速度情况，对此闭式传动用锡青铜蜗轮及 45 号钢质处理蜗杆，由接触强度设计蜗杆传动几何尺寸，然后验算蜗轮牙齿弯曲强度，最后通过热平衡计算。

解：

一、选材料

蜗杆采用 45 号钢，调质处理 $\text{HRS} < 270$ 。

蜗轮齿圈采用 ZQSn10-1，砂型铸造。

二、主要参数确定

1. 蜗杆螺旋头数 z_1 ，蜗轮齿数 z_2

根据 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1470}{120} = 12.25$ ，取 $z_1 = 3$ ，效率 $\eta = 0.88$

则 $z_2 = iz_1 = 12.25 \times 3 = 36.75$ ，取 $z_2 = 37$

即 z_2 在 27 和 80 之间，合适。

2. 实际传动比

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{37}{3} = 12.33$$

3. 蜗轮转速

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1470}{12.33} = 119.2 \text{r/min}$$

误差 $\Delta n = \frac{120 - 119}{120} = 0.8\% < 5\%$

∴ 合适

三、作用在蜗轮上的转矩 T_2

$$\begin{aligned} T_2 &= 9.55 \times 10^6 \frac{P_1 \eta}{n_2} \\ &= 9.55 \times 10^6 \frac{10 \times 0.88}{119} = 7.06 \times 10^6 \text{N} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

四、载荷系数 K

工作情况系数 $K_A = 1.15$ (表 5-4 查取)

载荷分布系数 $K_\beta = 1.2$

动载系数 $K_v = 1$ 设 $v_2 < 3 \text{m/s}$

则 $K = K_A K_\beta K_v = 1.15 \times 1.2 \times 1 = 1.38$

五、许用接触应力 $[\sigma]_H$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_H' \sqrt[8]{\frac{10^7}{N}}$$

式中 $[\sigma]_H'$ ——基本许用接触应力,由表 5-5 查取得

$$[\sigma]_H' = 180\text{MPa}$$

N ——应力循环次数,每年工作日按 250 天计。

$$\begin{aligned} \text{则 } N_2 &= 60an_2t \\ &= 60 \times 1 \times 119 \times 2 \times 250 \times 10 \\ &= 3.57 \times 10^7 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [\sigma]_H &= 180 \times \sqrt[8]{\frac{10^7}{3.6 \times 10^7}} \\ &= 180 \times 0.85 = 154\text{MPa} \end{aligned}$$

六、接触疲劳强度计算

$$\begin{aligned} qm^3 &\geq KT_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 \\ &\geq 1.38 \times 7.06 \times 10^5 \left(\frac{480}{37 \times 154} \right)^2 \\ &\geq 6914 \end{aligned}$$

按表 5-1,当 $m=10$ 时, $q=8$, $qm^3=8000$

1. 验算相对滑动速度 v ,

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000 \times \cos \lambda} \\ &= \frac{\pi \times q \times m \times n_1}{60 \times 1000 \times \cos \arctg \frac{z_1}{q}} \end{aligned}$$

$$d_1 = qm = 10 \times 8 = 80\text{mm}$$

$$\lambda = 20^\circ 33' 22''$$

$$\therefore v_1 = \frac{\pi \times 80 \times 1470}{60 \times 1000 \times \cos 10^\circ 33' 22''} = 6.57\text{m/s} < 12\text{m/s}$$

\therefore 材料选择合适。

2. 验算 v_2

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 10 \times 37 \times 119}{60 \times 1000} = 2.31\text{m/s} < 3\text{m/s}$$

$\therefore K_v = 1$ 合适

七、弯曲疲劳强度校核

$$d_1 = mq = 10 \times 8 = 80\text{mm}$$

$$d_2 = mz_2 = 10 \times 37 = 370\text{mm}$$

$$\lambda = 20^\circ 33' 22''$$

齿形系数 Y_{Fa2} 按 $z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \lambda} = \frac{37}{\cos^3 20^\circ 33' 22''} = 45$, 由表 5-7 查取, 得 $Y_{Fa2} = 1.48$ 。由表 5-8 查

得基本许用弯曲应力 $[\sigma]_F' = 32\text{MPa}$ 。

$$\begin{aligned} \text{齿根弯曲许用应力 } [\sigma]_F &= \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}} \times [\sigma]_F' \\ &= 0.67 \times 32 \\ &= 21\text{MPa} \end{aligned}$$

由式(5-14)得

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{1.53KT_2 \cdot \cos\lambda}{d_1 d_2 m} \cdot Y_{Fa2} \\ &= \frac{1.53 \times 1.38 \times 7.06 \times 10^5 \times \cos 20^\circ 33' 22''}{80 \times 370 \times 10} \times 1.48 \\ &= 6.98 < [\sigma]_F = 21 \text{MPa}\end{aligned}$$

∴安全。

八、短期过载的弯曲强度计算

1. 许用极限弯曲应力 $[\sigma]_{F\max}$

$$[\sigma]_{F\max} = (1.1 \sim 1.2)\sigma_s$$

取 $[\sigma]_{F\max} = 1.1\sigma_s = 154 \text{MPa}$

2. 最大弯曲应力 $\sigma_{F\max}$

$$\begin{aligned}\sigma_{F\max} &= \frac{1.53T_{2\max}' \cdot \cos\lambda}{d_1 d_2 m} Y_{Fa2} \\ &= \frac{1.53 \times 2 \times 7.06 \times 10^5 \times \cos 20^\circ 33' 22''}{80 \times 370 \times 10} \times 1.96 \\ &= 13.4 \text{MPa} < [\sigma]_{F\max}\end{aligned}$$

九、传动效率计算

$$\therefore v_s = \frac{v_1}{\cos\lambda} = 6.58 \text{m/s}$$

∴当量摩擦角由表 6-9 查得

$$\rho_v = 1^\circ 8' 38''$$

故啮合效率

$$\begin{aligned}\eta_1 &= \frac{\text{tg}\lambda}{\text{tg}(\lambda + \rho_v)} \\ &= \frac{\text{tg} 20^\circ 33' 22''}{\text{tg}(20^\circ 33' 22'' + 1^\circ 8' 38'')} \\ &= 0.942\end{aligned}$$

$$\therefore \text{总效率 } \eta = 0.94 \times 0.942 = 0.89$$

与给定总功率 $\eta = 0.88$ 相差很少,故不再计算 m^3q 。

十、其他几何尺寸计算

$$d_1 = 80 \text{mm} \quad d_2 = 370 \text{mm}$$

中心距

$$a = \frac{1}{2}m(x_2 + q) = \frac{10}{2} \times (8 + 37) = 225 \text{mm}$$

齿顶高

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m = 10 \text{mm}$$

齿根高

$$h_{f1} = h_{f2} = 1.2m = 12 \text{mm}$$

齿顶圆直径

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 80 + 20 = 100 \text{mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1} = 270 + 20 = 290 \text{mm}$$

齿根圆直径

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 80 - 24 = 56\text{mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 370 - 24 = 346\text{mm}$$

蜗杆螺旋部分长度

$$\begin{aligned} L &\geq (12.5 + 0.09z_2)m \\ &\geq (12.5 + 0.09 \times 27) \times 10 \\ &\geq 158 \quad \text{取 } L = 160\text{mm} \end{aligned}$$

蜗轮外径

$$\begin{aligned} d_{o2} &\leq d_{a2} + m \\ &\leq 390 + 10 \\ &\leq 400\text{mm} \end{aligned}$$

蜗轮轮缘宽度

$$B \leq 0.75d_{a1} = 0.75 \times 100 = 75\text{mm}$$

其他结构尺寸及蜗杆,蜗轮工作图参见设计图册。

十一、蜗杆传动热平衡计算

由于箱体尚未设计,因此可先求出实现热平衡所需要的散热面积。

箱体周围空气温度: $t_0 = 20^\circ\text{C}$

润滑油的工作温度: $t = 70^\circ\text{C}$

散热系数: $K_a = 15\text{W}(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

因此所需散热面积

$$\begin{aligned} A &= \frac{(1-\eta)P_1}{K_a(t-t_0)} \\ &= \frac{(1-0.89) \times 1000 \times 10}{15 \times (70-20)} \\ &= 1.5\text{m}^2 \end{aligned}$$

例题 5 设计一个联合收割机收割台上的驱动拔禾轮的蜗杆传动,已知蜗杆主动, $n_1 = 540\text{r/min}$,蜗杆轴上的功率 $P_1 = 0.15\text{kW}$,传动比 $i = 10$,每小时起动次数小于 25 次,起动载荷较小,连续工作,冲击较小。

解:采用阿基米德圆柱蜗杆传动

一、选择材料及加工精度

蜗杆传动用于驱动拔禾轮,蜗杆速度较低,精度要求不高。蜗杆用 45 号钢制造,调质处理: $\text{HB} = 230 \sim 250$,蜗轮用 HT200,砂模铸造,选用 9 级精度。

二、确定主要参数

1. 选取蜗杆,蜗轮齿数

当 $i = 10$ 时, $z_1 = 3 \sim 4$ 取 $z_1 = 4$

则 $z_2 = iz_1 = 10 \times 4 = 40$

2. 确定许用应力 $[\sigma]_H, [\sigma]_F$

假设 $v_s = 0.5\text{m/s}$,

由表 5-8,则 $[\sigma]_H' = 110\text{MPa}, [\sigma]_F = 48\text{MPa}$

3. 蜗轮上转矩

$$T_2 = 9550000 \times \frac{P_1 \eta}{n_2}$$

初设 $\eta = 0.75$

$$T_2 = 9550 \times \frac{0.15 \times 0.75}{\frac{540}{10}} = 1979 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

4. 确定载荷系数

$$K = K_A \cdot K_\beta \cdot K_v$$

式中 K_A —— 工作情况系数, 按表 5-4 取 $K_A = 0.9 \sim 1.5$, 取 K

K_β —— 载荷分布系数, $K_\beta = 1.1 \sim 1.2$, 取 $K_\beta = 1.1$;

K_v —— 动载系数, 设 $v_2 < 3 \text{ m/s}$, 取 $K_v = 1$.

$$\therefore K = K_A \cdot K_\beta \cdot K_v = 1 \times 1.1 \times 1 = 1.1$$

5. 按接触疲劳强度计算 m, q

$$\begin{aligned} m^3 q &\geq K T_2 \left(\frac{480}{z_2 [\sigma]_H} \right)^2 \\ &= 1.1 \times 1979 \times \left(\frac{480}{40 \times 110} \right)^2 \\ &= 26 \end{aligned}$$

$$m = 3, q = 12, m^3 q = 324$$

6. 验算蜗轮圆周速度 v_2

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 3 \times 40 \times \frac{540}{10}}{60 \times 1000} = 0.34 \text{ m/s}$$

$v_2 < 3 \text{ m/s}$, $\therefore K_v = 1$ 合适。

7. 主要几何尺寸计算

$$d_1 = m q = 3 \times 12 = 36 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_a^* m - 2c = 36 - 2 \times 1 \times 3 - 2 \times 0.2 \times 3 = 28.8 \text{ mm}$$

$$d_2 = m z_2 = 3 \times 40 = 120 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2h_a^*) = 3 \times (40 + 2) = 126 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1}{2} m (q + z_2) = \frac{1}{2} \times 3 (12 + 40) = 78 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a^* m = 36 + 2 \times 1 \times 3 = 42 \text{ mm}$$

$$\text{螺旋升角 } \lambda = \text{tg}^{-1} \frac{z_1}{q} = \text{tg}^{-1} \frac{4}{12} = 18^\circ 26' 06''$$

$$\begin{aligned} \text{蜗杆螺旋部分长度 } L &= (12.5 + 0.09 z_2) m \\ &= (12.5 + 0.09 \times 40) \times 3 \\ &= 48.3 \quad \text{取 } L = 50 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{蜗轮宽度 } B &\leq 0.67 d_{a1} \leq 0.67 \times (d_1 + 2m) \\ &\leq 0.67 \times (36 + 2 \times 3) \\ &\leq 28.19 \quad \text{取 } B = 28 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{蜗轮外径 } d_{e2} = d_{a2} + m = 126 + 3 = 129 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}\text{蜗轮包角 } \gamma \quad \sin \gamma &= \frac{B}{d_{a1} - 0.5m} \\ &= \frac{28}{42 - 0.5 \times 3} \\ &= \frac{28}{40.5} = 0.691\end{aligned}$$

$$\therefore \gamma = 43.74^\circ$$

蜗轮齿顶圆弧面半径

$$R_2 = \frac{d_{f1}}{2} + 0.2m = \frac{28.8}{2} + 0.2 \times 3 = 15\text{mm}$$

蜗轮齿根圆弧面半径

$$R_2 = \frac{d_{a1}}{2} + 0.2m = \frac{42}{2} + 0.2 \times 3 = 21.6\text{mm}$$

8. 校核齿根弯曲疲劳强度

$z_1 = 4, q = 12$, 查得螺旋线升角 $\lambda = 18^\circ 26' 6''$, 齿形系数 Y_{Fa2} , 按 $z_r = \frac{z_2}{\cos 3\lambda} = 47$, 由表 5-7 查得 $Y_{Fa2} = 1.46$

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{OF} K_{FN}$$

$$N_2 = 60n_2 t = 60 \times 54 \times 1 \times 1000 = 3.2 \times 10^7 \text{r}$$

式中 t 为工作寿命, 定为 10000 小时

$$K_{FN} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_2}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{3.2 \times 10^7}} = 0.68$$

$$\therefore [\sigma]_F = 48 \times 0.68 = 32.64\text{MPa}$$

于是由式(5-14)

$$\begin{aligned}\sigma_F &= \frac{1.53KT_2 \cos \lambda}{d_1 d_2 m} \times Y_{Fa2} \\ &= \frac{1.53 \times 1.1 \times 1979 \cos 18^\circ 26' 6''}{36 \times 120 \times 3} \times 1.46 \\ &= 0.35\text{MPa} < [\sigma]_F\end{aligned}$$

故蜗轮齿根弯曲强度足够。

9. 热平衡计算(略)

10. 绘制工作图(略)

例题 6 设计泵站传动装置的圆弧齿圆柱蜗杆减速器, 已知输入功率 $P_1 = 53\text{kW}$, 转速 $n_1 = 1000\text{r/min}$, 传动比 $i = 10$, 载荷平稳, 每天连续工作 8 小时, 要求工作寿命 5 年, 每年工作 250 天。

解:

(1) 初步估算传动中心距 a

由机械设计手册齿面疲劳强度承载能力线图查得传动中心距 $a = 200\text{mm}$ 。

蜗杆材料为 40Cr, 表面淬火, 经磨齿, 蜗轮齿圈材料为 ZQSn10-1, 金属模制造, $[\sigma]_{OH} = 268\text{MPa}$ 。

(2) 初步确定主要尺寸

设 $z_1 = 3, z_2 = 31, m = 10, d_1 = 83\text{mm}, x_2 = 0.2$, 效率 $\eta = 0.85$ 。

(3) 蜗轮齿面接触疲劳强度校核

由式(5-17)计算圆弧齿承载能力提高系数

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{2616}{(\sqrt[3]{a} - 0.95)(245 + z_2)} \\
 &= \frac{2616}{(\sqrt[3]{200} - 0.95)(245 + 31)} \\
 &= 1.93
 \end{aligned}$$

蜗轮上的转矩

$$\begin{aligned}
 T_2 &= 9.55 \times 10^6 \frac{P_1 \eta}{n_2} \\
 &= 9.55 \times 10^6 \times \frac{53 \times 0.85}{\frac{1000}{10}} \\
 &= 4032 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

确定许用接触应力

$$[\sigma]_H = K_{HN} \cdot [\sigma]_{OH} = K_{HN} \times 268$$

寿命系数

$$\begin{aligned}
 K_{HN} &= \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 j n_2 L_n}} \\
 &= \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \times 1 \times 100 \times 5 \times 250 \times 8}} \\
 &= 0.8
 \end{aligned}$$

$$\therefore [\sigma]_H = 268 \times 0.8 = 214 \text{ MPa}$$

确定载荷系数 $K = K_A \cdot K_\beta \cdot K_v$

因为载荷平稳,故取载荷分布不均匀系数 $K_\beta = 1$,由表 5-4 取工作情况系数 $K_A = 1.2$ 。

$$\begin{aligned}
 \text{因为 } v_2 &= \frac{\pi d_2 n_2}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \cdot m z_2 \cdot n_2}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{3.14 \times 10 \times 31 \times 100}{60 \times 1000} \\
 &= 1.6 \text{ m/s} < 3 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

所以 取 $K_v = 1$

$$K = 1.2 \times 1 \times 1 = 1.2$$

由式(5-18)得

$$\begin{aligned}
 \sigma_H &= 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2 H}} \leq [\sigma]_H \\
 \sigma_H &= 480 \sqrt{\frac{1.2 \times 4302 \times 10^3}{82 \times 310^2 \times 1.93}} = 279 > [\sigma]_H = 214 \text{ MPa}
 \end{aligned}$$

(4) 重选尺寸

$$a = 250 \text{ mm}, m = 12.5, d_1 = 105, x_2 = 0.3, z_1 = 3, z_2 = 31$$

$$H = \frac{2616}{(\sqrt[3]{a} - 0.95)(245 + z_2)}$$

$$= \frac{2616}{(\sqrt[3]{250} - 0.95)(245 + 31)}$$

$$= 1.77$$

$$\therefore \sigma_H = 480 \sqrt{\frac{KT_2}{d_1 d_2^2 H}}$$

$$= 480 \sqrt{\frac{1.2 \times 4302 \times 10^3}{105 \times 387.5^2 \times 1.77}}$$

$$= 206 < [\sigma]_H = 214 \text{MPa}$$

∴ 所选尺寸合格, 其他几何尺寸略。

习 题

1. 试确定一蜗杆传动所能传递的最大功率。已知 $z_1 = 3$, 蜗杆外径 $d_{a1} = 80 \text{mm}$, $n_1 = 960 \text{r/min}$, $z_2 = 45$, $a = 212 \text{mm}$, 要求寿命为 8 年, 每天单班制工作, 蜗杆为 45 号钢, 高频淬火 ($\text{HRC} > 45$), 蜗轮为 ZQSn10-1 (砂型铸造), 工作载荷平稳, 标准传动。

2. 设计某实验设备用闭式蜗杆传动, 从蜗杆轴输入功率为 $P_1 = 10 \text{kW}$, $n_1 = 1450 \text{r/min}$. 蜗轮轴转速为 $n_2 = 58 \text{r/min}$, 载荷为中等冲击, 单向回转, 要求寿命为 5 年, 双班制工作。

3. 已知某蜗杆减速器的输入功率为 $P_1 = 10 \text{kW}$, 有效散热面积为 $A = 1.5 \text{m}^2$, 该传动总效率为 $\eta = 0.88$, 自然散热条件一般, 要求油温 $t \leq 65^\circ\text{C}$ 。试验算该减速器散热量是否平衡? 如油温过高应采取什么措施?

4. 设计用于带式输送机的普通圆柱蜗杆传动, 传递功率 $P_1 = 8.8 \text{kW}$, $n_1 = 960 \text{r/min}$, 传动比 $i = 18$, 由电动机驱动, 载荷平稳。蜗杆材料为 20Cr, 渗碳淬硬, $\text{HRC} \geq 58$, 蜗轮材料为 ZQSn10-1, 金属模铸造。蜗杆减速器每日工作 8 小时, 要求工作寿命为 7 年 (每年按 250 天计)。

链 传 动

§ 6-1 链传动的基本内容

链传动是具有中间挠性件的啮合传动,它由链条和链轮组成,有套筒滚子链、齿形链和圆环链等类型,本章主要介绍应用广泛的套筒滚子链和齿形链。

学习本章应抓住“具有中间挠性件的啮合传动”这一特点。重点内容是链传动的运动特性,主要参数的选择和链传动的设计与计算。

一、链传动的运动特性

链条是由刚性的链节通过销轴铰接而成,因此,链传动可看成是将链条绕在多边形轮子上,多边形边长相当于链节距 P ,边数相当于链轮齿数 Z 。链轮每转一周,转过的链长,为 ZP ,链的平均速度

$$v = \frac{n_1 Z_1 P}{60 \times 1000} = \frac{n_2 Z_2 P}{60 \times 1000}$$

式中, v 的单位为 m/s ; n 为链轮转速,单位为 r/min ; P 为节距,单位为 mm ,下脚 1 代表主动轮,2 代表从动轮。

链传动的平均传动比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

事实上,即使主动轮的角速度 $\omega_1 = \text{常数}$,瞬时链速和瞬时传动比也都是周期性变化的,如图 6-1,链传动的瞬时传动比

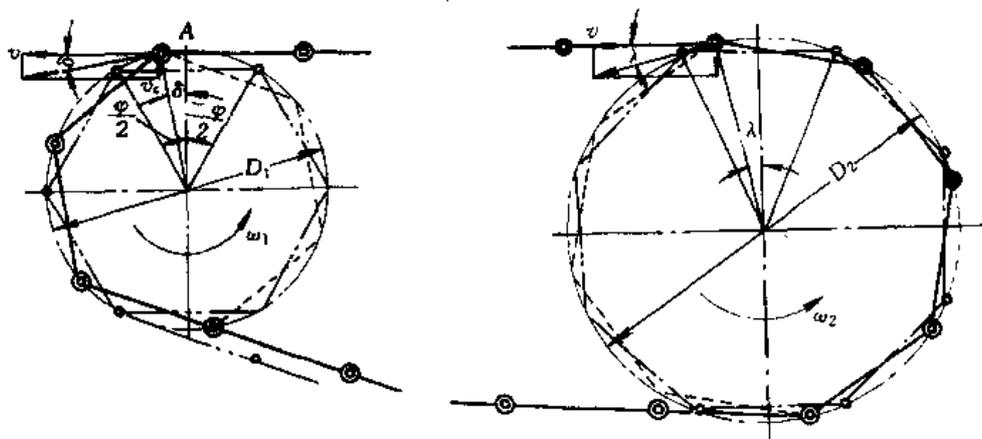


图 6-1 链传动的速度分析

$$i_t = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2 \cos \lambda}{d_1 \cos \delta}$$

式中, d_1, d_2 ——链轮的节圆直径。

角度 δ, λ 随时间变化, 从动轮角速度 ω_2 随之作周期性变化。由于链传动的这种多边形效应造成了链传动的不均匀性。

二、链传动的动载荷

引起链传动动载荷的主要原因有:

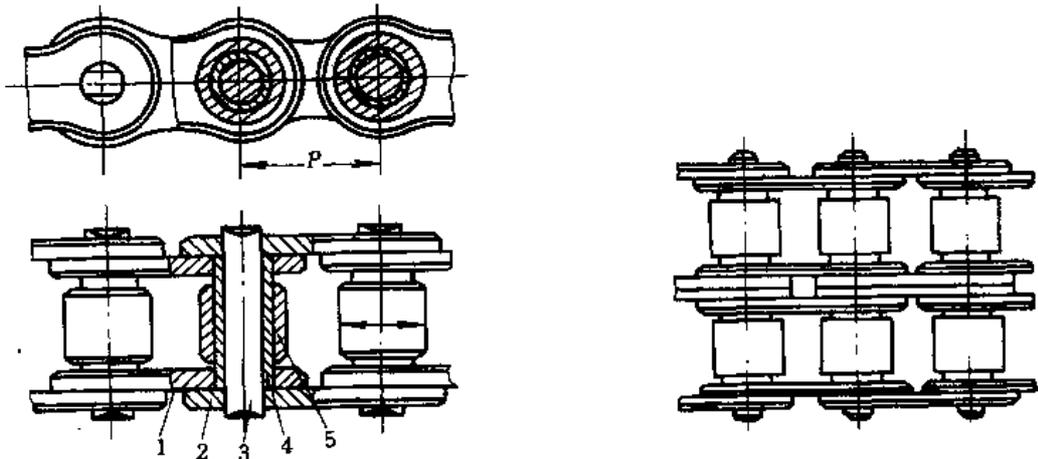
1. 链传动的链条和从动轮作周期性变速运动;
2. 链速的垂直分量 v_0 (图 6-1) 也时时在变化, 引起链条的横向振动;
3. 链节与链轮齿啮合瞬间的相对速度也将引起附加动载荷。此外, 链节突然超载或卸载的惯性冲击也会引起动载荷。

§ 6-2 套筒滚子链传动

一、套筒滚子链的结构, 基本参数和尺寸

套筒滚子链已经标准化, 根据国家标准规定, 其结构, 基本参数和尺寸如表 6-1。

表 6-1 套筒滚子链结构, 基本参数和尺寸



链号	节距 p mm	滚子直径 d_{rmax} mm	最低破断载荷 Q		链号	节距 p mm	滚子直径 d_{rmax} mm	最低破断载荷 Q	
			A 级	B 级				A 级	B 级
TG095	9.525	6.35	9000	9000	TG317	31.75	19.05	90000	80000
TG127	12.70	8.51	18000	18000	TG381	38.10	22.23	135000	120000
TG158	15.875	10.16	22000	22000	TG444	44.45	25.40	180000	160000
TG190	19.05	11.91	32000	32000	TG508	50.80	28.58	227000	185000
TG254	25.40	15.88	58000	50000	TG635	63.50	39.68	380000	320000

注: 1. 本表摘自 GB1243-1-83。

2. 表列 Q 值为单排链值, 多排链时应为表列数值乘排数。

二、套筒滚子链传动的设计计算

1. 实用功率曲线

套筒滚子链的实用功率曲线如图 6-2。

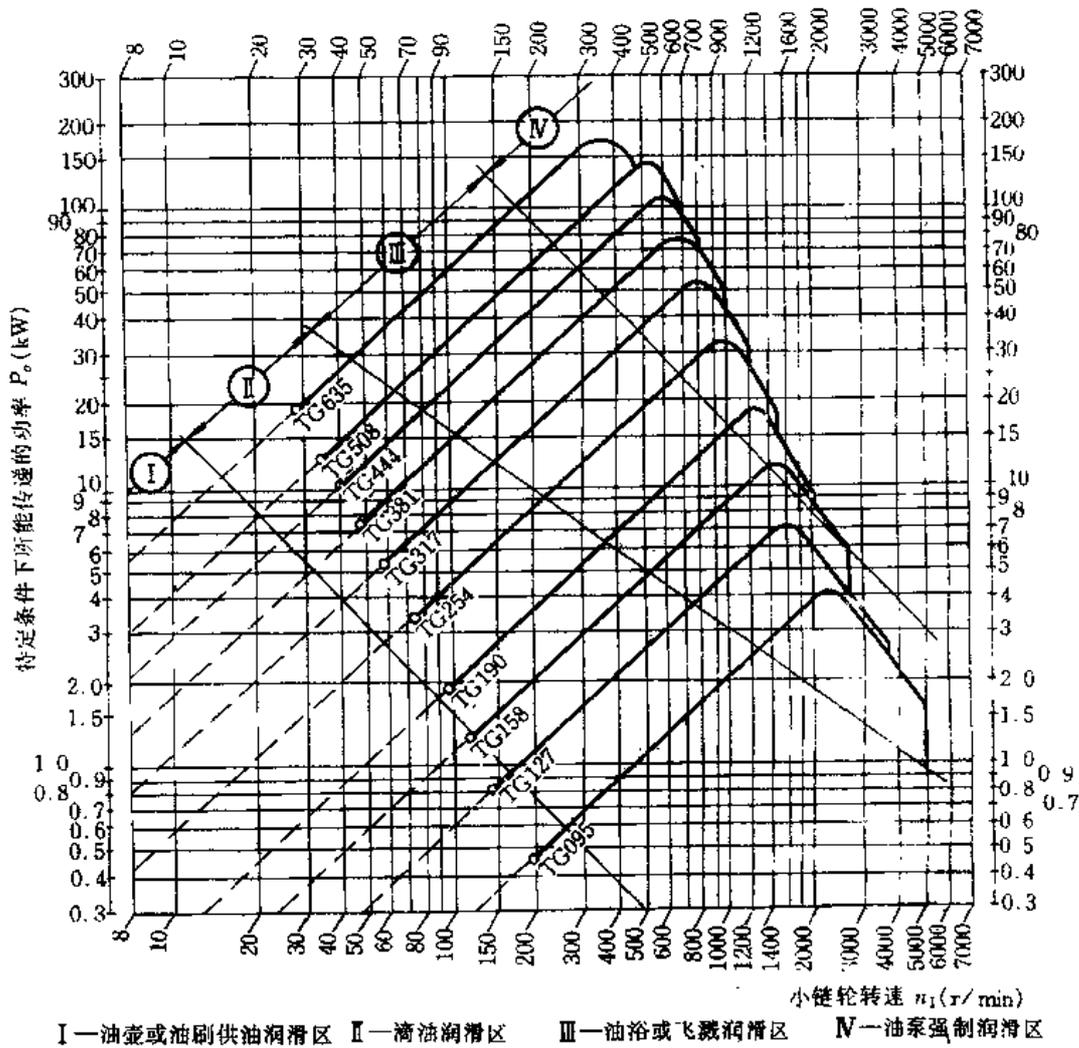


图 6-2 套筒滚子链实用功率曲线

它是在 $Z_1=19, i=3$, 中心距 $a=40p$ 的水平安装, 单列链, 载荷平稳, 按推荐润滑方式润滑, 链条寿命 15000 小时条件下并做一定修改后的实验曲线, 它是链传动设计的依据, 实际应用中与上列条件不同时, 应作适当修正, 见表 6-2, 式(6-3)、式(6-4)。

表 6-2 设计步骤

计算项目	代号	计算公式及数据	单位	说 明
传动比	i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (6-1)$ <p>一般 $i \leq 7$, 最佳 $i = 2 \sim 3.5$, 低速时 $i = 10$</p>		n_1 ——小链轮转速 r/min n_2 ——大链轮转速 r/min
小链轮齿数	Z_1	推 荐		Z_1 大, 链条总拉力下降, 多边形效应减小, 磨损小, 但结构重量增加
		r	1~2 2~3 3~4 4~5 5~6 6~7	
		Z_1	31~27 27~25 25~23 23~21 21~17 17~15	
		$Z_{1\min} \geq 9$		

续表

计算项目	代号	计算公式及数据	单位	说 明
大链轮齿数	Z_2	$Z_2 = iZ_1 \leq 120$ (6-2)		
初定中心距	a_0	一般取 $a_0 = (30 \sim 50)p$ $a_{\max} = 80p$	mm	p ——链条节距 mm
计算功率	P_{ca}	$P_{ca} = K_A \cdot P$ (6-3)	kW	K_A ——工作情况系数见表 6-3
特定条件下 单排链条 传递的功率	P_0	$P_0 \geq \frac{P_{ca}}{K_2 K_3 K_4 K_5}$ (6-4)	kW	K_2 ——小链轮齿数系数见表 6-4 K_3 ——传动比系数见表 6-5 K_4 ——中心距系数见表 6-6 K_5 ——多排链系数见表 6-7
链条节距	p	根据 p_{ca} 和 n_1 由图 6-2 选取	mm	
链条节数	L_p	$L_p = \frac{2a_0}{p} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a_0}$ (6-5)		计算得的 L_p 值圆整为偶数, 避免使用过渡链节
实际中心距	a	$a = \frac{p}{4} \left[\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 + 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$ 或 $a = a_0 - \Delta a$ (6-6)	mm	一般取 $\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a$
有效圆周力	F	$F = 1000 \frac{P_{ca}}{v}$ (6-7)	N	
作用在轴上力	Q	$Q = K_Q F$ (6-8)	N	K_Q 为压轴力系数, 对于水平传动 $K_Q = 1.15$, 对于垂直传动 $K_Q = 1.05$

2. 设计计算

套筒滚子链传动的设计计算是根据传动用途, 工作情况, 原动机种类, 传递功率, 传动比等要求, 确定链轮齿数, 材料, 结构, 链条节距, 列数, 节数, 润滑方式, 传动中心距, 作用在轴上的力等, 具体计算内容及步骤见表 6-2。

三、套筒滚子链轮的设计、结构、材料及热处理见一般机械设计手册

表 6-3 K_A 工作情况系数

载荷种类	工 作 机	原 动 机		
		内燃机— 液力传动	电动机 或汽轮机	内燃机— 机械传动
平稳载荷	液体搅拌器、离心式鼓风机等一般机械	1.0	1.0	1.2
中等冲击	液体比重大的搅拌器、输送机、卷扬机、一般机床、农业机械	1.2	1.3	1.4
较大冲击	破碎机、工程机械、矿山机械、有逆转或冲击载荷的一般机械	1.4	1.5	1.7

表 6-4 小链轮齿数系数 K_z

Z_1	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31
K_z	0.446	0.555	0.667	0.775	0.893	1.00	1.12	1.23	1.35	1.64	1.58	1.70

表 6-5 传动比系数 K_i

i	1	2	3	5	≥ 7
K_i	0.82	0.925	1.00	1.09	1.15

表 6-6 中心距系数

a	$\leq 25p$	$(30\sim 50)p$	$(60\sim 80)p$	$\leq 160p$
K_a	0.80	1.00	1.18	1.45

表 6-7 多排链系数 K_p

排数	1	2	3	4	5	6	≥ 7
K_p	1	1.7	2.5	3.3	4.1	5.0	与生产厂商定

例题 1 试设计一带式输送机的套筒滚子链传动。已知传递功率 $P=7.5\text{kW}$ ，主动链轮转速 $n_1=960\text{r/min}$ ，轴径 $D=38\text{mm}$ ，从动链轮转速 $n_2=330\text{r/min}$ 。电动机驱动。载荷平稳，一班制。按规定条件润滑，两轮中心线与水平线成 30° 夹角。

解：

一、传动计算

1. 传动比 i

根据表 6-2 中式(6-1)得 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{330} = 2.91$

2. 小链轮齿数 Z_1

根据传动比 $i=2.91$ ，由表 6-2 选取 $Z_1=25$ 。

3. 大链轮齿数 Z_2

根据表 6-2 中式(6-2)得 $Z_2=iZ_1=2.91 \times 25=72.75$ ，取 $Z_2=73$

4. 计算功率 P_{ca}

由表 6-3 按电动机驱动，而且载荷平稳查得工作情况系数 $K_A=1.0$ ，代入表 6-2 中式(6-3)得 $P_{ca}=K_A \cdot P=1.0 \times 7.5=7.5\text{kW}$

5. 特定条件下单排链条传递的功率 P_0

由表 6-4 按 $Z_1=25$ 查得小链轮齿数系数 $K_z=1.36$ ；由表 6-5 按传动比 $i=2.91$ 查取传动比系数 $K_i=1.0$ ，暂定中心距 $a_0=38P$ ，由表 6-6 查得中心距系数 $K_a=1.0$ ；采用单排链传动。由表 6-7 查得多排链系数 $K_p=1.0$ 。

将各值代入表 6-2 中式(6-4)得特定条件下单排链条传递的功率

$$P_0 = \frac{P_{ca}}{K_z \cdot K_i \cdot K_a \cdot K_p}$$

$$= \frac{7.5}{1.36 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0}$$

$$= 5.56 \text{ kW}$$

6. 链条节距 p

根据 $P_0 = 5.56 \text{ kW}$ 和小链轮转速 $n_1 = 960 \text{ r/min}$, 由图 6-2 选用 TG158 号链条, 节距 $p = 15.875 \text{ mm}$ 。

7. 初定中心距 a_0

暂定中心距 $a_0 = 38p = 38 \times 15.875 = 603.25 \text{ mm}$

8. 链条节数 L_p

由表 6-2 中式(6-5)

$$L_p = 2 \times \frac{a_0}{p} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{p}{a_0} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2$$

$$= 2 \times \frac{603.25}{15.875} + \frac{73 + 25}{2} + \frac{15.875}{603.25} \left(\frac{73 - 25}{2\pi} \right)^2$$

$$= 126.54 \text{ 节}$$

取偶数 $L_p = 126$ 节。

9. 实际中心距 a

由表 6-2 中式(6-6)知 $a = a_0 - \Delta a$

$\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a_0$ 。取 $\Delta a = 0.003a_0$

$\Delta a = 0.003 \times 603.25 = 1.8 \text{ mm}$

所以实际中心距

$$a = a_0 - \Delta a = 603.25 - 1.8 = 601.45 \text{ mm}$$

10. 计算链速 v

$$v = \frac{Z_1 n_1 p}{60 \times 1000}$$

$$= \frac{25 \times 960 \times 15.875}{60 \times 1000}$$

$$= 6.35 \text{ m/s}$$

11. 有效圆周力 F

由表 6-2 中式(6-7)得有效圆周力

$$F = \frac{1000 P_a}{v} = \frac{1000 \times 7.5}{6.35} = 1181 \text{ N}$$

12. 作用在轴上的压力 Q

由表 6-2 式(6-8)得作用在轴上的压轴力

$$Q = K_Q F = 1.15 \times 1181 = 1358 \text{ N}$$

$$K_Q = 1.15$$

因为与水平线成 30° 夹角且是稳定载荷。

由上计算可知, 所选链条 TG158 合适, 其规格为: TG158-126。

二、链轮几何尺寸计算略。

例题 2 已知小链轮齿数 $Z_1 = 17$, 转速 $n_1 = 550 \text{ r/min}$ 。大链轮齿数 $Z_2 = 85$, 中心距 $a = 900 \text{ mm}$, 两轮中心线水平, 载荷平稳, 采用 TG254 号套筒滚子链传动。试求该链条所能传递的

功率,并决定采用何润滑方式。

解:

1. 确定传动功率 P

电动机传动,载荷平稳,由表 6-3 查得 $K_A=1.0$

由 $Z_1=17$ 查表 6-4, $K_2=0.893$

由 $i=\frac{Z_2}{Z_1}=\frac{85}{17}=5$, 查表 6-5, $K_1=1.09$

由 $a=900=35.43p$, 查表 6-6, $K_a=1.0$

采用单排链,查表 6-7, $K_p=1.0$

由表 6-2 得 TG254 号链条在转速 $n_1=550\text{r/min}$ 时 $P_0=21\text{kW}$

根据式(6-4)计算功率

$$\begin{aligned} P_{ca} &= P_0 \cdot K_2 \cdot K_1 \cdot K_a \cdot K_p \\ &= 21 \times 0.893 \times 1.09 \times 1.0 \times 1.0 \\ &= 20.44\text{kW} \end{aligned}$$

根据式(6-3)该链条所能传递的功率

$$P = \frac{P_{ca}}{K_A} = \frac{20.44}{1} = 20.44\text{kW}$$

2. 确定润滑方式

根据图 6-2,应采用浸油润滑或飞溅润滑。

例题 3 有一节距 $p=12.7\text{mm}$ 的双排套筒滚子链,需用做压气机传动链,压气机用电动机驱动,电动机转速 $n_1=970\text{r/min}$,功率 $P=10\text{kW}$,压气机转速 $n_2=340\text{r/min}$,载荷平稳,要求中心距 $a \leq 600\text{mm}$,两链轮中心线倾角小于 40° ,中心距可调,试计算此链条是否可用?

解:

1. 传动比 i

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{970}{340} = 2.85$$

2. 小链轮齿数 Z_1

根据 $i=2.85 \approx 3$,由表 6-2,取 $Z_1=25$

3. 大链轮齿数 Z_2

$$Z_2 = iZ_1 = 2.85 \times 25 = 72.25, \text{取 } Z_2 = 73$$

4. 单排链条传递功率 P_0

由图 6-2 查得 $p=12.7\text{mm}$, $n_1=970\text{r/min}$ 时的 $P_0=5\text{kW}$

5. 计算功率 P_{ca}

电动机驱动,载荷平稳,由表 6-3 查得 $K_A=1.0$,代入式(6-3)

$$P_{ca} = K_A \cdot P = 1.0 \times 10 = 10\text{kW}$$

6. 列数系数 K_p

$$\text{由式(6-4)} \quad K_p = \frac{P_{ca}}{P_0 \cdot K_2 \cdot K_1 \cdot K_a}$$

$$Z_1=25, K_2=1.35, i=2.85 \approx 3, K_1=1.0$$

$$a=600=47.24p, K_a=1.0 \text{ 代入上式}$$

$$K_P = \frac{10}{5 \times 1.35 \times 1.0 \times 1.0} = 1.48$$

查表 6-7, 双排链 $K_P = 1.7$, 故此链条可用。

例题 4 螺旋输送机用 $P = 4\text{kW}$ 的电动机通过套筒滚子链传动。电动机转速 $n_1 = 720\text{ r/min}$, 电动机轴所能承受的最大载荷 $Q = 2500\text{N}$ 。输送机转速 $n_2 = 240\text{ r/min}$, 两链轮中心线水平, 中心距要求控制在 $600\text{mm} \sim 700\text{mm}$ 之内, 并且可调, 试校核电动机轴是否安全?

解:

1. 选择链齿数 Z_1, Z_2

由传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{720}{240} = 3$, 查表 6-2, $Z_1 = 25, iZ_2 = 3 \times 25 = 75$ 。

2. 初定中心距 a_0

一般取 $a_0 = (30 \sim 50)p$, 因功率较小, 小链节距即能满足强度要求。为使中心距在 $600\text{mm} \sim 700\text{mm}$ 之间, 取 $a_0 = 50p$ 。

3. 计算功率 P_{ca}

电动机驱动, 载荷平稳, $K_A = 1.0$, 代入式(6-3), 得

$$P_{ca} = K_A P = 1.0 \times 4 = 4\text{kW}$$

4. 单排链条传递的功率 P_0

由 $Z_1 = 25, K_2 = 1.35, i = 3, K_i = 1.0, a = 50p, K_a = 1.0$; 采用单排链 $K_P = 1.0$, 代入式(6-4)

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{P_{ca}}{K_2 \cdot K_i \cdot K_a \cdot K_P} \\ &= \frac{4}{1.35 \times 1.0 \times 1.0 \times 1.0} \\ &= 2.96\text{kW} \end{aligned}$$

5. 确定链条节距 p 和润滑方式

根据 P_0 和 n_1 , 由图 6-2, 选用 TG127 号链条, 滴油润滑, 再由表 6-1 查得 $p = 12.7\text{mm}$ 。

6. 实际中心距 a

$$a = 50p = 50 \times 12.7 = 635\text{mm}, \text{中心距在要求范围内。}$$

7. 链速 v

$$\begin{aligned} v &= \frac{Z_1 n_1 p}{60 \times 1000} \\ &= \frac{25 \times 12.7 \times 720}{60 \times 1000} \\ &= 3.8\text{m/s} \end{aligned}$$

8. 有效圆周力 F

$$\begin{aligned} F &= \frac{1000 P_c}{v} \\ &= \frac{1000 \times 4}{3.81} \\ &= 1049.87\text{N} \end{aligned}$$

9. 作用在轴上的力 Q'

两轮中心线水平, 载荷平稳, 查得 $K_Q = 1.15$, 代入式(6-10)

$$Q' = K_a \cdot F = 1.15 \times 1049.87 = 1207\text{N} < Q$$

故电动机轴安全。

§ 6-3 齿形链传动

一、齿形链的结构

齿形链是由铰链的齿形链板所组成。与套筒滚子链相比,其传动平稳性较高,噪音较小,承受冲击的性能较好,故容许链速较高。由于齿形链工作时噪音较小,故又称无声链。

齿形链板的工作面呈直线状,其两工作面的夹角常为 60° ,见图 6-3。根据铰链构造不同,齿形链分为下列三种形式:

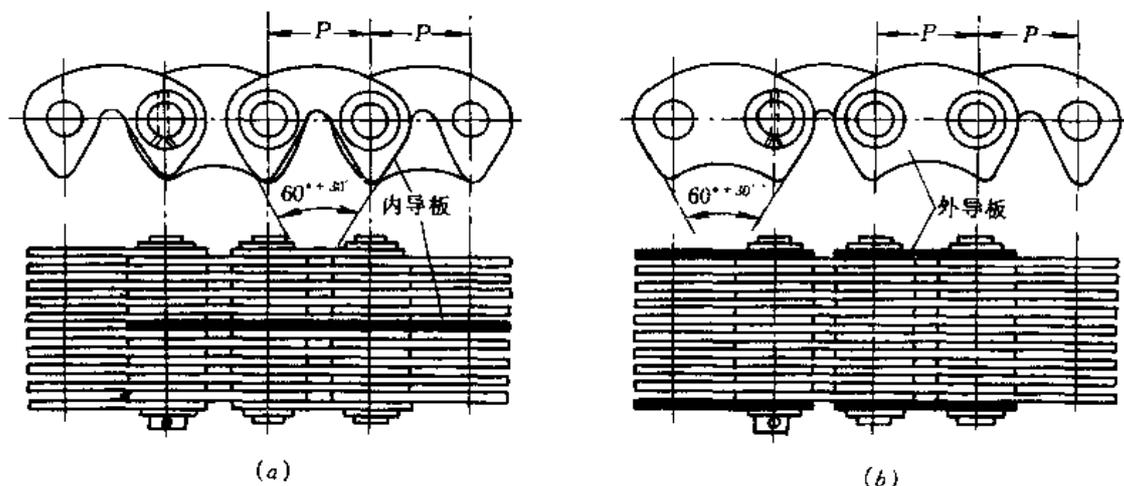


图 6-3 齿形链

1. 销轴铰链式(图 6-3)

在相间排列的链板销孔中配置销轴,链板孔与销轴为动配合。这种齿形链结构简单,成本较低;其缺点是铰链上的承压面的宽度只为链宽的一半,故比压大,易磨损。

2. 轴瓦铰链式(图 6-4)

铰链由两片轴瓦和一个销轴组成。在链板销孔两侧有长、短扇形槽各一。在同一销轴上,由于链板是一左一右相间排列的,所以长、短扇形槽也是相间排列的。当销轴装入销孔之后,在销轴两侧的短槽中嵌入与之紧配的轴瓦。两相邻链节相对转动时,左右轴瓦将分别在其长槽中摆动,两轴瓦内表面沿销轴表面滑动。

由于轴瓦长度与链宽相等,故当铰链内的比压相同时,轴瓦铰链式所能传递的载荷约为销轴铰链式的两倍。但因轴瓦与销轴表面是滑动摩擦,故磨损仍较严重。

3. 滚动铰链式(图 6-5)

铰链由两钢制曲面滚柱组成。曲面滚柱各自固定在相应的链板孔中,并贯穿于整个链宽。当两相邻链节相对转动时,滚柱工作面之间相对滚动,因而摩擦和磨损显著降低。

为了防止工作时出现脱链现象,齿形链上设有导板。导板有内导板,图 6-3(a)和外导板,

图 6-3(b) 两种。用内导板时, 链轮上应开导向槽。内导板的导向性好。此外, 内导板齿形链受横向载荷时其销轴铆合端不易损坏, 因而工作可靠, 适用于高速及重载传动。用外导板时, 链轮上不需开导向槽, 故链轮结构简单, 但其导向性差, 销轴铆合端易损坏。

当链节和链宽较小, 且链轮上切削导向槽有困难时, 可采用外导板齿形链。当链轮宽度大于 20mm~30mm 时, 一般应采用内导板齿形链。

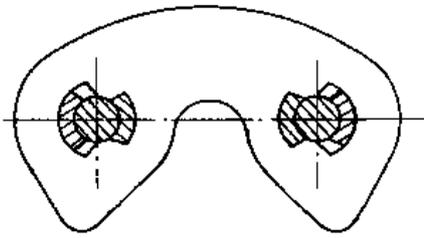


图 6-4 轴瓦铰链式

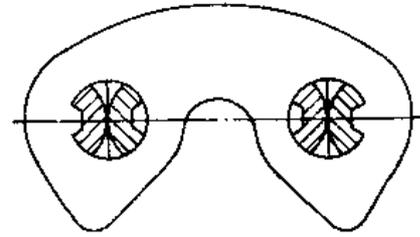


图 6-5 滚动铰链式

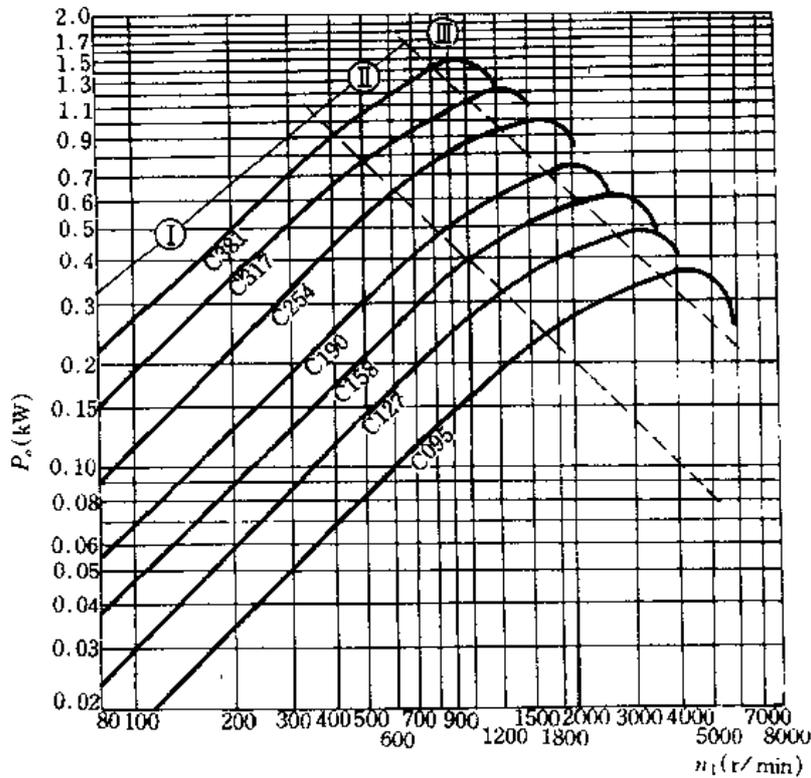
二、齿形链的基本参数与尺寸

齿形链的基本参数与尺寸参阅机械设计手册。

三、齿形链传动的设计计算

1. 齿形链的功率曲线图

齿形链的功率曲线如图 6-6。



I—油杯, 油刷, 飞溅 II—甩油盘或油泵润滑区 III—油泵润滑区

图 6-6 齿形链 $b=1\text{mm}$ 的功率曲线图

功率曲线图的制定条件为：两链轮轴心安装在同一水平面链轮应保证共面性； $Z_1=21$ ；载荷平稳；按推荐的润滑方式润滑；工作寿命 20000 小时。

2. 设计计算

齿形链传动的设计计算内容和步骤如表 6-8。

表 6-8 齿形链传动计算内容和步骤

计算项目	代号	计算公式及数据	单位	说 明														
传动比	i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (6-9)$ 一般 $i \leq 7, i_{\max} = 10$		n_1 ——小链轮转速 r/min n_2 ——大链轮转速 r/min														
小链轮齿数	Z_1	$Z_1 \geq Z_{\min}, Z_{\min} = 15$ ；推荐 <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>i</td> <td>1~2</td> <td>2~3</td> <td>3~4</td> <td>4~5</td> <td>5~6</td> <td>6~7</td> </tr> <tr> <td>Z_1</td> <td>35~32</td> <td>32~30</td> <td>30~27</td> <td>27~23</td> <td>23~19</td> <td>19~17</td> </tr> </table>	i	1~2	2~3	3~4	4~5	5~6	6~7	Z_1	35~32	32~30	30~27	27~23	23~19	19~17		Z_1 增大，则链轮径向尺寸增大，链宽减小；若链宽不变，则传递功率增大
i	1~2	2~3	3~4	4~5	5~6	6~7												
Z_1	35~32	32~30	30~27	27~23	23~19	19~17												
大链轮齿数	Z_2	$Z_2 = iZ_1 \leq 120 \quad (6-10)$																
链条节距	p	<table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>n_1</td> <td>2000~5000</td> <td>1500~3000</td> <td>1200~2500</td> <td>1000~2000</td> <td>800~1500</td> <td><800</td> </tr> <tr> <td>p</td> <td>9.525</td> <td>12.7</td> <td>15.875</td> <td>19.05</td> <td>25.4</td> <td>38.1</td> </tr> </table>	n_1	2000~5000	1500~3000	1200~2500	1000~2000	800~1500	<800	p	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	38.1	mm	
n_1	2000~5000	1500~3000	1200~2500	1000~2000	800~1500	<800												
p	9.525	12.7	15.875	19.05	25.4	38.1												
计算功率	P_{ca}	$P_{ca} = K_A \cdot P \quad (6-11)$		K_A ——工作情况系数见表 6-3 P ——传递功率														
链 宽	b	$b \geq \frac{P_{ca}}{K_2 P_0} \quad (6-12)$	mm	K_2 ——小链轮齿数系数见表 6-9 b ——应按手册取标准值														
每米链宽传递的功率	P_0	根据 n_1 和 p_0 由图 6-6 查得	kW															
初定中心距	a_0	一般取 $a_0 = (30 \sim 50)p$ ，脉动载荷，无张紧装置， $a_0 \leq 25p$ <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>i</td> <td><4</td> <td>≥ 4</td> </tr> <tr> <td>$a_{0\min}$</td> <td>$0.2Z_1(i+1)p$</td> <td>$0.33Z_1(i-1)p$</td> </tr> </table> $a_{0\max} = 80p$	i	<4	≥ 4	$a_{0\min}$	$0.2Z_1(i+1)p$	$0.33Z_1(i-1)p$	mm	有张紧装置或托板时， a_0 可大于 $80p$								
i	<4	≥ 4																
$a_{0\min}$	$0.2Z_1(i+1)p$	$0.33Z_1(i-1)p$																
链节数	L_p	$L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + K_m \frac{a_0}{p} \quad (6-13)$	节	计算的 L_p 值圆整偶数，避免使用过渡链节， K_m 见表 6-10														
链条长度	L	$L = \frac{L_p \cdot P}{1000} \quad (6-14)$	m															
计算中心距	a_0	$a_0 = K_n \left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) P \quad (6-15)$	mm	K_n 见表 6-11														
实际中心距	a	$a = a_0 - \Delta a \quad (6-16)$ 一般 $\Delta a = (0.002 \sim 0.004)a_0$	mm															

续表

计算项目	代号	计算公式及数据	单位	说 明
链 速	v	$v = \frac{Z_1 n_1 P}{60 \times 1000}$	(6-17) m/s	
有效圆周力	F	$F = \frac{1000 P_{ca}}{v}$	(6-18) N	
压轴力	Q	$Q = K_Q \cdot \frac{1000 P_{ca}}{v}$	(6-19) N	K_Q ——轴的载荷系数, 见表 6-2, 式 (6-8)

表 6-9 小链轮齿数系数 K_z

Z	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	40	45	50
K_z	0.77	0.89	1.00	1.11	1.22	1.34	1.45	1.56	1.66	1.77	1.88	2.03	2.26	2.47

表 6-10 K_m 值

$\frac{Z_2 \cdots Z_1}{a_0}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.0	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0001	2.0001	2.0001	2.0002	2.0002
0.1	2.0003	2.0003	2.0004	2.0004	2.0005	2.0006	2.0006	2.0007	2.0008	2.0009
0.2	2.0010	2.0011	2.0012	2.0013	2.0015	2.0016	2.0017	2.0018	2.0020	2.0021
0.3	2.0023	2.0024	2.0026	2.0028	2.0029	2.0031	2.0033	2.0025	2.0037	2.0039
0.4	2.0041	2.0043	2.0045	2.0047	2.0049	2.0051	2.0054	2.0056	2.0058	2.0061
0.5	2.0063	2.0066	2.0068	2.0071	2.0074	2.0077	2.0079	2.0082	2.0085	2.0088
0.6	2.0091	2.0094	2.0097	2.0101	2.0104	2.0107	2.0110	2.0114	2.0117	2.0121
0.7	2.0124	2.0128	2.0131	2.0135	2.0139	2.0142	2.0146	2.0150	2.0154	2.0158
0.8	2.0162	2.0166	2.0170	2.0174	2.0179	2.0183	2.0187	2.0192	2.0196	2.0201
0.9	2.0205	2.0210	2.0214	2.0219	2.0224	2.0229	2.0233	2.0238	2.0243	2.0248
1.0	2.0253	2.0258	2.0264	2.0269	2.0274	2.0279	2.0285	2.0290	2.0295	2.0301
1.1	2.0306	2.0312	2.0318	2.0323	2.0329	2.0335	2.0341	2.0347	2.0353	2.0359
1.2	2.0365	2.0371	2.0377	2.0383	2.0389	2.0396	2.0402	2.0409	2.0415	2.0422
1.3	2.0428	2.0435	2.0441	2.0448	2.0455	2.0462	2.0469	2.0475	2.0482	2.0489
1.4	2.0496	2.0504	2.0511	2.0518	2.0525	2.0533	2.0540	2.0547	2.0555	2.0562
1.5	2.0570	2.0578	2.0585	2.0593	2.0601	2.0609	2.0616	2.0624	2.0632	2.0640
1.6	2.0648	2.0657	2.0665	2.0673	2.0681	2.0690	2.0698	2.0706	2.0715	2.0723
1.7	2.0732	2.0741	2.0749	2.0758	2.0767	2.0776	2.0785	2.0794	2.0803	2.0812
1.8	2.0821	2.0830	2.0839	2.0848	2.0858	2.0867	2.0876	2.0886	2.0895	2.0905
1.9	2.0914	2.0924	2.0934	2.0944	2.0953	2.0963	2.0973	2.0983	2.0993	2.1003
2.0	2.1013	2.1023	2.1034	2.1044	2.1054	2.1065	2.1075	2.1085	2.1096	2.1106

续表

$\frac{Z_2-Z_1}{a_0}$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2.1	2.1117	2.1128	2.1138	2.1149	2.1160	2.1171	2.1182	2.1193	2.1204	2.1215
2.2	2.1226	2.1237	2.1248	2.1260	2.1271	2.1282	2.1294	2.1305	2.1317	2.1328
2.3	2.1340	2.1352	2.1363	2.1375	2.1387	2.1399	2.1411	2.1423	2.1435	2.1447
2.4	2.1459	2.1471	2.1483	2.1496	2.1508	2.1520	2.1533	2.1545	2.1558	2.1670

注: $K_m = 2 + \frac{1}{4\pi^2} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{a_0} \right)^2$.

表 6-11 K_n 值

u	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0.0	0.50000	0.50000	0.49999	0.49998	0.49996	0.49994	0.49991	0.49988	0.49984	0.49979
0.1	0.49975	0.49969	0.49963	0.49957	0.49950	0.49943	0.49935	0.49927	0.49918	0.49908
0.2	0.49898	0.49888	0.49877	0.49866	0.49854	0.49841	0.49828	0.49815	0.49801	0.49786
0.3	0.49771	0.49755	0.49739	0.49723	0.49705	0.49688	0.49670	0.49651	0.49632	0.49612
0.4	0.49591	0.49571	0.49549	0.49527	0.49505	0.49482	0.49458	0.49434	0.49409	0.49384
0.5	0.49359	0.49332	0.49305	0.49278	0.49250	0.49222	0.49193	0.49163	0.49133	0.49102
0.6	0.49071	0.49039	0.49007	0.48974	0.48940	0.48906	0.48871	0.48836	0.48800	0.48763
0.7	0.48726	0.48689	0.48650	0.48612	0.48572	0.48532	0.48491	0.48450	0.48408	0.48366
0.8	0.48323	0.48279	0.48234	0.48189	0.48144	0.48698	0.48051	0.48003	0.47955	0.47906
0.9	0.47856	0.47806	0.47755	0.47704	0.47652	0.47599	0.47545	0.47491	0.47436	0.47380
1.0	0.47324	0.47267	0.47209	0.47150	0.47091	0.47031	0.46970	0.46909	0.46847	0.46784
1.1	0.46720	0.46655	0.46590	0.46524	0.46457	0.46389	0.46321	0.46252	0.46181	0.46110

注: $u = \frac{Z_2 - Z_1}{L_p - \frac{Z_2 + Z_1}{2}}$; $K_n = \frac{1}{4} [1 + \sqrt{1 - 8 \left(\frac{u}{2\pi} \right)^2}]$.

四、齿形链轮设计

齿形链轮的端面齿形,轴面齿形参阅机械设计手册。

例题 5 设计一齿形链传动,原动机为内燃机,功率 $P=16\text{kW}$,转速 $n_1=1500\text{r/min}$,传动比 $i=2$,工作平稳,要求结构较紧凑。

解:

1. 确定链轮齿数

根据 $i=2$,由表 6-8 选小链轮齿数 $Z_1=32$,大链轮齿数 $Z_2=iZ_1=2 \times 32=64$ 。 $Z_2 < 120$,合适。

2. 链条节距及链条型号

根据转速 $n_1=1500\text{r/min}$,由表 6-8 选节距 $p=12.7\text{mm}$,其型号由图 6-6 查得为 C127。

3. 计算功率 P_{ca}

由表 6-3 取 $K_A=1.2$,由式(6-11)

$$P_{ca} = K_A \cdot P = 1.2 \times 16 = 19.2\text{kW}$$

4. 链宽 b

由表 6-9, $K_2=1.61$;由图 6-6 查得 $P_0=0.36\text{kW}$,代入式(6-12)得

$$b = \frac{P_{ca}}{K_z \cdot P_0} = \frac{19.2}{1.61 \times 0.36} = 33.126 \text{ mm}$$

由机械设计手册查得标准宽度 $b = 34.5 \text{ mm}$

5. 初定中心距 a_0

由表 6-8, 当 $i < 4$ 时,

$$\begin{aligned} a_0 &= 0.2Z_1(i+1)p \\ &= 0.2 \times 32 \times (2+1) \times 12.7 \\ &= 243.84 \text{ mm} \end{aligned}$$

取 $a_0 = 250 \text{ mm}$

6. 以节距计算的链条长度 L_p

根据 $\frac{Z_2 - Z_1}{a_0} = \frac{64 - 32}{250} = 0.128$, 由表 6-10 查得 $K_m = 2.004$, 代入式 (6-13)

$$L_p = \frac{Z_2 + Z_1}{2} + K_m \frac{a_0}{p} = \frac{64 + 32}{2} + 2.004 \times \frac{250}{12.7} = 87.45 \text{ 节}$$

取 $L_p = 88 \text{ 节}$

7. 链条长度 L

$$L = \frac{L_p \cdot p}{1000} = \frac{88 \times 12.7}{1000} = 1.1176 \text{ m}$$

8. 计算中心距

$$u = \frac{Z_2 - Z_1}{L_p - \frac{Z_2 + Z_1}{2}} = \frac{64 - 32}{88 - \frac{64 + 32}{2}} = 0.8$$

由表 6-11 查得, $K_n = 0.48323$, 代入式 (6-15)

$$\begin{aligned} a_0 &= K_n \left(L_p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right) p \\ &= 0.48323 \left(88 - \frac{32 + 64}{2} \right) \times 12.7 \\ &= 245.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

9. 实际中心距 a

取 $\Delta a = 0.003a_0 = 0.003 \times 245.5 = 0.7 \text{ mm}$, 代入式 (6-16) 得

$$a = a_0 - \Delta a = 245.5 - 0.7 = 244.8 \text{ mm}$$

10. 链速

$$v = \frac{Z_1 n_1 p}{60 \times 1000} = \frac{32 \times 1500 \times 12.7}{60 \times 1000} = 10.16 \text{ m/s}$$

$v > 8 \text{ m/s}$, 为高速链传动。

11. 有效圆周力 F

$$F = \frac{1000 P_{ca}}{v} = \frac{1000 \times 19.2}{10.16} = 1890 \text{ N}$$

12. 作用在轴上的力 Q

设此传动为水平传动, 由表 6-2 查得 $K_Q = 1.15$, 代入式 6-19 得

$$Q = K_Q \cdot \frac{1000 P_{ca}}{v} = 1.15 \times 1890 = 2173 \text{ N}$$

13. 链轮设计

为使链轮加工方便,采用外导式齿形链,有关结构参阅机械设计手册。

习 题

1. 设计一压气机的链传动。已知电动机型号为 Y160L-6, 功率为 $P=11\text{kW}$, $n_1=970\text{r}/\text{min}$, 电动机能沿滑槽移动, 压气机转速 $n_2=330\text{r}/\text{min}$, 两班制工作, 工作平稳, 传动中心不大于 660mm 。

2. 一链式运输机驱动装置采用套筒滚子链传动, 链节距 $p=25.4\text{mm}$, 主动链轮齿数 $Z_1=17$, 从动链轮齿数 $Z_2=69$, 主动链轮转速 $n_1=960\text{r}/\text{min}$ 。试求: 1) 链条的平均速度 v ; 2) 链条的最大速度 v_{\max} 和最小速度 v_{\min} ; 3) 链条的最大加速度 a_{\max} 。

3. 已知某套筒滚子链传动, 采用 12A 单排链(节距 $p=19.05\text{mm}$), 主动链轮齿数 $Z_1=19$, 链速 $v=6\text{m}/\text{s}$, 试问该链传动能传递的功率为多少?

4. 已知一套筒滚子链传动的链节距 $p=12.7\text{mm}$, 大链轮齿数 $Z_2=74$, 磨损后链节距的允许增量为 $\Delta p=0.32\text{mm}$, 试求大链轮节圆直径的允许增量 ΔD 。

5. 某搅拌机用电动机驱动, 低速级采用链传动, 输入功率 $P=5\text{kW}$, 转速 $n_1=50\text{r}/\text{min}$, 如使用双排 20A 链条, $Z_1=19$, $Z_2=57$, $a=1200\text{mm}$, 试验算其工作能力。

滑动轴承

§ 7-1 润 滑

在摩擦面加入润滑剂不仅可以降低摩擦,减轻磨损,保护零件不遭锈蚀,而且在循环润滑时还能起到散热降温的作用。由于液体的不可压缩性,润滑油还具有缓冲、吸振的能力。使用膏状的润滑脂,既可防止内部的润滑剂外泄,又可防止外部杂质侵入,避免加剧机件的磨损,起到密封的作用。

根据工作条件的不同,工程中所用的润滑剂有液体(如油、水及液态金属)、气体(如空气或其他气态工作介质)、半固体(如润滑脂)及固体(如石墨、二硫化钼、聚四氟乙烯)等几类。其中的气体及固体润滑剂,多在一些高速、高温、有核辐射或要防止污染产品的特殊场合应用。对于橡胶或塑料制成的轴承,则宜用水作润滑剂,而液态金属(如锂、钠、汞等)已经在高温、高真空的核反应堆及宇航条件下获得了成功的应用。在一般参数的各种机械或设备中,通常都用润滑油或润滑脂来润滑。

根据摩擦面间油膜形成的原理,可把流体润滑分为流体动压润滑(利用摩擦面间的相对运动而自动形成承载油膜的润滑)及流体静压润滑(从外部将加压的油送入摩擦面间,强迫形成承载油膜的润滑)。当两个曲面体作相对滚动或滚-滑运动时(滚动轴承中滚动体与套圈相接触,一对齿轮的两个轮齿相啮合等),若条件合适,也能在接触处形成承载油膜。这时不但接触处的弹性变形和油膜厚度都同样不容忽视,而且它们还彼此影响,互为因果。因而把这种润滑称为弹性液体动压润滑。无论上述哪一种流体润滑,它的润滑性能基本上都要取决于润滑油或润滑脂的某些特性及其份量。

一、润滑油及润滑脂的主要质量指标

(一) 润滑油

用作润滑剂的油类可概括为三类:一是有机油,通常是动、植物油;二是矿物油,主要是石油产品;三是化学合成油。其中因矿物油来源充足,成本低廉,适用范围广而且稳定性好,故应用最多。动植物油中因含有较多的硬脂酸,在边界润滑时有很好的润滑性能,但因其稳定性差而且来源有限,所以使用不多。合成油多系针对某种特定需要而制,不但适用面窄,而且费用极高,故应用很少。无论哪类润滑油,若从润滑观点考虑,主要是从下面几个指标评判它们的优劣。

1. 粘度

流体的粘度即流体抵抗变形的能力,它标志着流体的内摩擦阻力的大小。如图 7-1 所示,由于油分子与平板表面的吸附作用,将使贴近板 A 的油层以同样的速度 v 随板移动,而贴近

板 B 的油层则静止不动,于是形成各油层间的相对滑移,在各层的界面上就存在有相应的剪应力。牛顿在 1687 年提出一个粘性液的摩擦定律(简称粘性定律),即在流体中任意点处的剪应力均与其剪切率(或速度梯度)成正比。以数学形式表示为:

$$\tau = -\eta \frac{dv}{dy} \quad (7-1)$$

式中: τ ——流体单位面积上的剪应力,即剪切力;

$\frac{dv}{dy}$ ——流体沿垂直于运动方向(即沿图 7-1 中 y

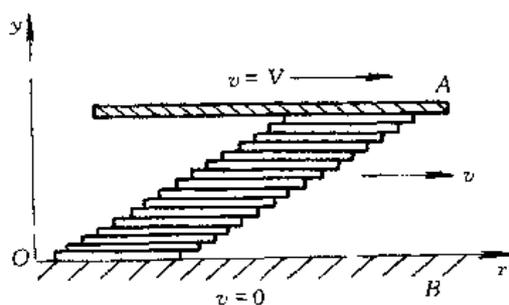


图 7-1 油膜中的粘性流动

轴方向或流体膜厚度方向)的速度梯度,式中“—”表示 v 随 y 的增大而减小;

η ——比例常数,即流体的动力粘度。

粘度的常用单位有:

(1) 动力粘度(或绝对粘度) η

按我国法定单位或国际单位制(SI),如使相距 1m、面积各为 1m² 的两层平行流体产生 1m/s 的移动速度,所需施加的力为 1N 时,则此液体的动力粘度为 1Pa·s(帕·秒);即

$$1\text{Pa} \cdot \text{s} = 1\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2。$$

在绝对制单位制(C·G·S)中,把动力粘度单位定为 1dyn·s/cm²,叫做 1P,简称泊。对于一般的润滑油来说,这个单位太大,通常用它的百分之一作为粘度单位,叫做厘泊,记为 cP。

$$1\text{P} = 1\text{dyn} \cdot \text{s}/\text{cm}^2 = 100\text{cP} = 0.1\text{Pa} \cdot \text{s}$$

式中:dyn 称达因。

动力粘度主要用于流体动力学计算中。

(2) 运动粘度 ν

由于通常测量流体粘度的粘度计,不是直接测得流体的动力粘度,而是测得流体的 η/ρ 值,其中 ρ 为流体的密度。在工程中把这个比值叫做运动粘度,即

$$\nu = \eta/\rho \quad (7-2)$$

因 ρ 的单位为 Kg/m³,即 N·s²/m⁴,故运动粘度单位为 m²/s。

在绝对单位中,把 1cm²/s 的运动粘度叫 1St(沱)。实用上,常以其百分之一即 cSt(厘沱)作单位。即。

$$1\text{St} = 1\text{cm}^2/\text{s} = 100\text{cSt} = 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$$

(3) 相对粘度或条件粘度 $^{\circ}E$

我国常用恩氏度 $^{\circ}E$ 作为条件粘度单位。这是当 200cm³ 待测定的油,在规定的恒温 t (通常用 50℃或 100℃,这时恩氏度用 $^{\circ}E_{50}$ 或 $^{\circ}E_{100}$ 表示)时流过恩氏粘度计所需的时间与同体积蒸馏水在 20℃时流过粘度计的时间之比。对于粘度越大的油,所用的测定恒温也越高。

上述几种粘度单位,可按下列关系进行换算:

$$\text{当 } 1.35 < ^{\circ}E_i \leq 3.2 \text{ 时, } r_i = 8.0^{\circ}E_i - \frac{8.64}{^{\circ}E_i} \text{cSt}$$

$$\text{当 } ^{\circ}E_i > 3.2 \text{ 时, } r_i = 7.6^{\circ}E_i - \frac{4.0}{^{\circ}E_i} \text{cSt} \quad (7-3)$$

$$\text{当 } ^{\circ}E_i > 16.2 \text{ 时, } r_i = 7.41^{\circ}E_i \text{cSt}$$

$$\eta_i = \rho_i \gamma_i cP = \rho_i \gamma_i 10^{-3} \text{Pa} \cdot \text{s} \quad (7-4)$$

(4) 粘度温度关系

一般润滑油的粘度随温度的升高而显著下降。一般液体的运动粘度 γ (cSt) 与绝对温度 T ($^{\circ}\text{K}$) 的关系, 通常用下列经验公式表达:

$$\lg \lg(\gamma + 0.6) = A - B \lg T \quad (7-5)$$

式中 A 、 B ——常数, 取决于液体的类型

常用机械油系列粘度—温度曲线以及油的运动粘度与其他条件粘度之间的换算关系如图 7-2 所示。

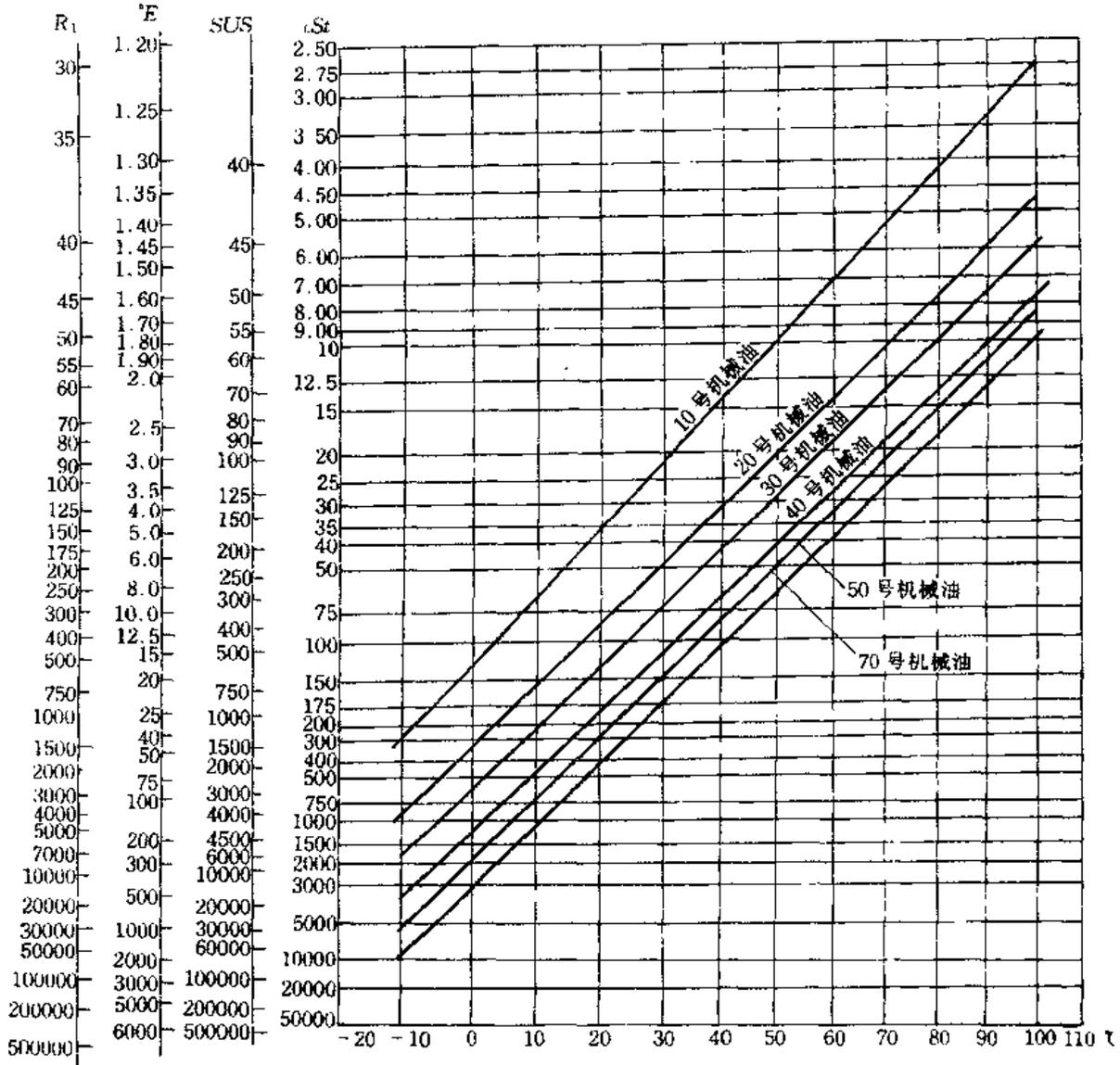


图 7 2 机械油系列粘度—温度曲线

(5) 粘度—压力关系

一般润滑油的粘度 η 随压力的升高而增大, 粘度—压力关系可用下列近似公式表达:

$$\eta = \eta_0 e^{\alpha p} \quad (7-6)$$

式中 η_0 —— 大气压下的流体动力粘度；

e —— 自然对数的底, $e=2.718$ ；

α —— 润滑油的粘—压系数。当压力 P 的单位为 Pa 时, α 的单位即为 m^2/N 。对于一般的矿物油, $\alpha \approx (1-3) \times 10^{-8} \text{m}^2/\text{N}$ 。

各种精制矿物油的粘度压力指数 α 见表 7-1。

表 7-1 精制矿物油的粘度压力指数 $\alpha (\times 10^{-8} \text{m}^2/\text{N})$

温度	环 烷 基			石 蜡 基		
	锭子油	轻机油	重机油	轻机油	重机油	气缸油
30°	2.1	2.6	2.8	2.2	2.4	3.4
60°	1.6	2.0	2.3	1.9	2.1	2.8
90°	1.3	1.6	1.8	1.4	1.6	2.2

通常当压力 P 在 5MPa ($50\text{kgf}/\text{cm}^2$) 以下时, 粘度随压力变化很小, 可以忽略不计。而当压力 P 在 100MPa 以上时, 则粘度随压力的增高而显著增大, 不容忽视。

2. 油性与极压性

润滑油能在金属表面形成一种保护油膜, 在重载作用下使表面靠得非常紧。保护着金属不会粘着的薄膜, 叫做边界膜。这时两表面间形成的摩擦就叫做边界摩擦。

边界膜的形成由于:

(1) 物理吸附作用—当润滑油与金属接触时, 润滑油就在两者的分子吸力作用下紧贴到金属表面上, 形成物理吸附膜。

(2) 化学吸附作用—当润滑油分子受化学键力(即原子与原子间的结合力, 又叫近程表面力)的作用而贴到金属表面上, 就形成化学吸附膜。

(3) 化学反应—当润滑油含有以原子形式存在的硫、氯、磷时, 在较高的温度(通常在 $150^\circ\text{C} \sim 200^\circ\text{C}$) 下, 这些元素能与金属起化学反应, 形成硫、氯、磷的化合物(如硫化铁)。在油与金属界面处形成的这种反应膜, 具有低剪切强度和高熔点, 它比前两种吸附膜都更为稳定, 可以在十分恶劣的条件(高压、大滑动速度)下保护金属不发生粘着。

前两种边界膜的润滑性能通常叫润滑油的油性; 后一种则叫极压性。

边界摩擦与干摩擦相比, 只是摩擦系数小些, 通常约在 0.1 左右。由于不能完全避免金属的直接接触, 所以这时仍有磨损产生。

3. 氧化稳定性

从化学意义上讲, 矿物油是很不活泼的, 但当它们暴露在高温气体中时, 也会发生氧化并生成硫、磷、氯的酸性化合物。这是一些胶状沉积物, 不但腐蚀金属, 而且加剧零件的磨损。

4. 闪点

当油在标准仪器中加热所蒸发出的油汽, 一遇火焰即能发生闪光时的最低温度称为油的闪点。这是衡量油的易燃性的一种尺度。对于高温下工作的机器, 这是润滑油的一个十分重要的指标。通常应使工作温度比油的闪点低 $30 \sim 40^\circ\text{C}$ 。

5. 凝固点

这是润滑油在规定条件下, 不能再自由流动时所达到的最高温度。它是润滑油在低温下工

作的一个重要指标,直接影响机器在低温下的起动性能和磨损情况。

(二) 润滑脂

这是除润滑油外应用最多的一类润滑剂。它是润滑油与稠化剂(如钙、锂、钠的金属皂)的膏状混合物。根据调制润滑脂所用皂基之不同,润滑脂主要有下列几类:

(1) 钙基润滑脂 这种润滑脂具有良好的抗水性,但耐热能力差,工作温度不宜超过 55°C ~ 65°C 。

(2) 钠基润滑脂 这种润滑脂有较高的耐热性,工作温度可达 120°C ,但抗水性差。由于它能与少量水乳化,从而保护金属免遭腐蚀,比钙基润滑脂有更好的防锈能力。

(3) 锂基润滑脂 这种润滑脂既能抗水、耐高温(工作温度不宜高于 145°C),而且有较好的机械安定性,是一种多用途的润滑脂。

(4) 铝基润滑脂 这种润滑脂具有良好的抗水性,对金属表面有高的吸附能力,故可起到很好的防锈作用。

润滑脂的主要质量指标有:

(1) 针入度(或稠度)

这是指一个重量为 1.5N 的标准锥体,在不小于 25°C 恒温下,由润滑脂表面经 5s 后刺入的深度(0.1mm 计)。它标志着润滑脂内阻力的大小和流动性的强弱。针入度越小表明润滑脂越不易从摩擦面中被挤出,故承载能力强,密封性好,但同时摩擦阻力也大,而且不易充填较小的摩擦间隙。

(2) 滴点

在规定的加热条件下,润滑脂从标准测量杯的孔口滴下第一滴时的温度叫做润滑脂的滴点。它标志着润滑脂耐高温的能力。

(三) 润滑油、润滑脂的添加剂

普通润滑油、润滑脂在一些十分恶劣的工作条件下(如高温、低温、重载、真空等)会很快劣化变质,失去润滑能力。为了改善润滑油、润滑脂的性能,固然可以采用精制的办法来满足某些要求,但因精制工艺复杂,成本高,而且也很难满足不同场合的多样化要求。所以现在广泛用具有独特性能的添加剂,以适应某种特定的需要。

(1) 分散净化剂

为了防止内燃机汽缸或曲轴箱中因氧化而生成的胶状物沉积下来,加剧磨损,甚至发生粘着或卡死现象,可在润滑油中加入 0.1% ~ 1.0% 的聚异丁烯、丁二酰亚胺或石油磺酸钙这类添加剂,从而将胶状物分散、悬浮在油中,大大减轻磨损并延长润滑油的使用寿命。

(2) 抗氧化剂

这类添加剂通常由硫、磷与油溶胺和苯酚的化合物构成,如硫磷化烯烃钙盐、油溶性酚醛、芳香胺等。在油中加入 0.25% ~ 5.0% 的这种添加剂可防止润滑油氧化变质,腐蚀零件。

(3) 油性添加剂

这类添加剂主要是由脂肪酸构成,其它一些有类似长链结构的乙醇和酯类也有应用,如硬脂酸铝、磷酸三乙酯、硫化异丁烯、环烷酸铅等。将这类添加剂微量(约 1%)溶解于油中可以提高油膜强度,在边界润滑条件下保持良好的润滑状态。

(4) 极压与抗磨添加剂

在某些齿轮传动中,或是由于工作条件恶劣(如汽车后桥的准双曲面圆锥齿轮传动),或是由于齿面载荷过大(现代某些重载齿轮的齿面应力可高达 4000MPa),都会造成轮齿严重磨损或胶合。在油中加入 0.5%~10%的含有铝、锌的氯、硫、磷化合物,如二硫二苯、亚磷酸二丁脂、二烷基二硫代磷酸锌等,可以在金属表面形成一层熔点高、剪切强度小的保护膜以减轻磨损,防止发生严重的表面破坏。用于机床导轨上还可避免爬行现象。

(5)降凝剂 对于在严寒地区或低温下工作的机械(如冷冻机),为了防止润滑油因凝固而增大阻力或失去润滑能力,可加入 0.1%~1.0%的聚甲基丙烯酸酯、长链烷基酚之类的高分子化合物,以防止石油在低温下形成网状结构,使其保持流动状态。

(6)增粘剂 为了改善普通矿物油的粘—温特性,使其能适应较大的温度范围,可以加入 3%~10%的聚甲基丙烯酸酯、聚异丁烯这一类高分子聚合物,使得润滑油在高温时不易变稀,在低温时又不致过稠。

二、滑动轴承润滑剂的选择

在轴承为非液体摩擦时,润滑剂用来降低摩擦和磨损,提高轴承的效率;在液体摩擦中,润滑剂是工作介质,同时对轴承起冷却作用。

(一)润滑油的选择

润滑油是滑动轴承中应用最广的润滑剂。液体摩擦轴承差不多全用润滑油作润滑剂。

原则上讲,当转速高,压力小时,应选粘度 η 较低的油;反之,当转速低,压力大时,应选粘度 η 较高的油。

润滑油粘度随温度的升高而降低。故在高温下工作的轴承(例如 $t > 60^\circ\text{C}$),所用油的粘度应比通常高一些。

当在特殊环境中应当注意:1)在多尘条件下,应注意润滑油清洁、密封;在水湿环境工作时,润滑油应加入抗锈、抗乳化添加剂。在电火花、赤热金属等有燃烧危险场合,应选用高闪点、高抗燃性油、常用合成油。在具有酸、碱、化学介质的腐蚀环境及真空、辐射条件下,必须选用抗腐蚀性能好、不易分解的润滑油、脂,或采用固体润滑剂。

常用润滑油的性能及其应用范围见表 7-2。

表 7-2 常用润滑油的性能及应用范围

名称	代号	主要性能				应用范围
		粘度(cSt)	闪点(°C)	凝固点(°C)	其他特点	
机械油	HJ-10 HJ-20 HJ-30 HJ-40 HJ-50 HJ-70 HJ-90	10号机械油 (HJ-10) (7~13) _{50°C}	165~220	-15~0		滑动轴承用 10~30 号油,机床液压及齿轮变速箱用 20~30 号,重型机械导轨用 40、50 号,矿山机械、冲击、铸工等重型机械用 70、90 号油
高速机械油 (锭子油)	HJ-5 HJ-7	7号机械油 (HJ-7) (6.0~8.0) _{50°C}	110~125	-10	低粘度;无残炭、杂质;酸值、灰分低	纺锭及高速轻载机械 ($p \leq 0.5\text{MPa}, v > 5\text{m/s}$)

续表

名称	代号	主要性能				应用范围
		粘度(cSt)	闪点(°C)	凝固点(°C)	其他特点	
汽轮机油 (透平油)	HU-22 HU-30 HU-46 HU-57	22号汽轮机油 (HU-22) (20~23) _{50°C}	180~195	-15~0	无残炭、杂质；酸值，灰分低	HU-22用于 $n > 3000\text{r/min}$ 汽轮机轴承； HU-30用于 $n = 2000 \sim 3000\text{r/min}$ 蒸汽机或水轮机轴承； HU-46、HU-57用于 $n < 2000\text{r/min}$ 蒸汽机或水轮机轴承
仪表油	HY-8	(6.3~8.5) _{50°C}	120	-60	无残炭、杂质；灰分低	用于各种仪表，可用于低温
精密机床 液压——导 轨油	20号，30 号，40号	20号 (17~23) _{50°C}	170~190	-10	无水分、杂质；可溶性酸碱；粘度指数不小于90。有氧化安定性、抗泡沫性要求	精密机床导轨及液压系统用油
气缸油 (斯林达油)	HG-38 HG-52 HG-62	38号气缸油 (HG-38) (32~44) _{100°C}	290~315	5~10	高粘度、高闪点、酸值小	用于5个大气压以上温度150~200°C的蒸汽机，用于低速重载机械(如加速器)
汽油机油 (车用机油)	HQ-6 HQ-10 HQ-15 HQ-6D	15号汽车机油 (HQ-15) (14~16) _{100°C}	185~210	-5~-30	无杂质	用于汽车、拖拉机或其他动力机械。HQ-6用于冬季；HQ-10黄河北用于夏季，黄河南全年通用；HQ-15用于夏季或用在重载大型汽车。6号低凝汽油机油HQ-6D用于气温-25°C的寒区
柴油机油	HC-8 HC-11 HC-14 HC-16 HC-20	8号柴油机油 (HC-8) (8~9) _{100°C}	195~220	-15~0	无杂质	用于汽车、拖拉机或其他动力机械的柴油发动机。HC-8用于冬季，HC-11用于夏季，HC-14在内燃机车上全年通用，HC-16、HC-20用于大功率柴油机

续表

名称	代号	主要性能				应用范围
		粘度(cSt)	闪点(°C)	凝固点(°C)	其他特点	
压缩机油	HS-13 HS-19	13号压缩机油 (HS-13) (11~14) _{100°C}	215~240		无残炭	用于鼓风机、7~40大气压的压缩机,HS-19用于高压多级压缩机
齿轮油	HL-20 HL-30	HL-20 (18.5~23) _{100°C}	170~180	-20~-5	无酸值,控制水分。含胶质沥青等极性物及杂质。粘性高,油性好	汽车传动机构及转向机构变速箱、减速机中齿轮及其他摩擦部件的润滑,耐压2000~2500MPa,20号冬用,30号夏用。不适用于精密机械的润滑
双曲线齿轮油	HL57-22 HL58-28	HL57-22 (16.1~28.4) _{100°C}		-20~-5	无酸值、硫分 $\geq 1.5\%$,以提高抗极压性	用于汽车双曲线齿轮($p=3000\sim 4000\text{MPa}$, $v=7.50\text{m/s}$)。22号冬用,28号夏用
工业齿轮油	50, 70, 80, 120, 150, 200, 250, 350	50号油 (45~55) _{50°C}	170~220	-5~0	油性及极压性好	用于蜗杆蜗轮及其他重载荷齿轮的润滑

(二) 润滑脂的选择

润滑脂的应用范围稍次于润滑油,但因密封装置简单,且无须经常换油、加油,故常用于不易加油、重载、低速等场合。

选择润滑脂品种的一般原则为:

(1) 单位压力高和润滑速度低时,选择针入度小一些的品种;反之选择针入度大一些的品种。

(2) 所用润滑脂的滴点高于轴承工作温度约20~30°C,以免工作时润滑脂过多的流失。

(3) 在有水淋或潮湿的环境下,应选择防水性强的钙基或铝基润滑脂。在温度较高时应选用钙基或复合钙基润滑脂。常用润滑脂性能见表7-3。

(三) 其他润滑剂

固体润滑剂通常用在高温、高压、极低温、强辐射、不允许污染以及无法给油等场合,但其减摩、抗磨效果一般不如油、脂。

气体润滑剂由于粘度低(例如空气的粘度只有10号机械油粘度的1/5000),所以摩擦阻力极小,工作温度很低,故特别适用于高速场合。又由于气体的粘度随温度变化很小,所以又能在低温(-200°C)或高温(2000°C)环境中应用。但也应指出,气体润滑剂的气膜厚度和承载能力都较小,例如空气润滑时,气膜厚度只有油膜厚度的1/50~1/200。

表 7-3 常用润滑脂的性能及应用范围

类别	名称	组成	性能			应用范围	
			滴点	水分(%)	特点		
皂基脂	钙基润滑脂	钙皂+润滑油	75~95℃	1.5~3.5	抗水性大,滴点低	适用于工作温度不高于 55~60℃ 的机械	
	钠基润滑脂	钠皂+润滑油	140~150℃	0.4	耐热性、机械安定性好,但抗水性、胶体安定性差	可用于工作温度高至 120~130℃ 的机械,应避免水及湿气环境。可制成乳化油应用	
	锂基润滑脂	锂皂+润滑油	175℃	无	耐水、耐高低温、胶体及机械安定性好,锂皂对润滑脂起氧化催化作用,必须加抗氧化添加剂	用于工作温度 145℃ 以下的各种摩擦副及滚动轴承	
	铝基润滑脂	铝皂+润滑油	75℃	无	抗水性强,耐海水侵蚀但滴点低	抽水机、航运机械润滑	
	混合皂基脂	钙-钠基润滑脂	钙钠皂+润滑油	120~135℃	0.7	耐水、耐热	又称轴承润滑脂,工作温度可达 80~100℃,广泛用于各种机械的滚动轴承润滑
	复合皂基脂	复合钙基润滑脂	醋酸及脂肪酸的复合钙皂+润滑油	180~240℃	0.1	耐水、耐高温	又称高温润滑脂,能在 150~200℃ 下使用(耐水性也较高)
烃基脂	二硫化铝复合钙基润滑脂	3%~10%二硫化铝+复合钙基脂	180~240℃		摩擦系数低,胶体安全性好,耐低温,但滴点低,不宜用于高温	用于重载荷、高温、潮湿条件下冶金、矿山、化工机械	
	仪表润滑脂	地蜡+仪表油	60℃	无	摩擦系数低,胶体安定性好,耐低温,但滴点低,不宜用于高温	润滑在 60~55℃ 温度内工作的仪器,可以防腐、防水及密封剂	
	膨润土润滑脂	膨润土+石蜡+润滑油	>250℃		耐高温、耐潮湿、极压性好,价廉	高载荷、高温、潮湿条件下的冶金、矿山、化工机械	
	石墨烃基润滑脂	15%石墨+润滑油	55℃	无	耐极压	又称黑铝脂,用于重载荷摩擦表面	

三、润滑方法

润滑油或润滑脂的供应方法在设计中是很重要的。尤其是润滑油，轴承在工作时的润滑状态与润滑油供应方法有关。其供应方法可根据经验按轴承比压 p (MPa) 和轴颈圆周速度 v (m/s) 来表达，即

$$K = \sqrt{pv^3} \quad (7-7)$$

式中 $p = \frac{f}{dB}$ —— 平均压力, MPa;

v —— 轴颈的圆周速度, m/s;

$2 < K < 16$ —— 用滴油润滑, 针阀油杯供油;

$16 < K < 32$ —— 飞溅润滑;

$K > 32$ —— 压力循环润滑。

K 值越大, 表示轴承载荷大或温度高, 需充分供油, 并应选择粘度较高的润滑剂才能保证好的润滑效果。

例题 1 求 50°C 时的动力粘度为 $\eta = 0.045 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 的机械油代号。

解:

由式(7-2)求得运动粘度为

$$\gamma = \frac{\eta}{\rho} = \frac{0.045 \times 10^3}{0.9 \text{ kg/m}^3} = 50 \text{ cSt}$$

根据 50°C 和 $N = 50 \text{ cSt}$ 由图 7-2 选择 50 号机械油。

例题 2 现有 10 号机械油在运动粘度为 10 cSt 时, 问其动力粘度是多少?

解:

由式(7-2)得

$$\eta_{50} = \gamma \rho = 10 \times 10^{-6} \times 900 = 0.009 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 = 0.009 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

例题 3 问 20 号机械油在 $t_m = 60^\circ\text{C}$ 时的运动粘度和动力粘度各为多少?

解:

当 $t_m = 60^\circ\text{C}$ 时 20 号机械油的运动粘度, 由图 7-2 查得运动粘度 $\gamma = 15 \text{ cSt}$ 。

润滑油的动力粘度 $\eta = N\rho$, 取 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 则

$$\eta = \gamma \rho = 15 \text{ cSt} \times 10^{-6} \times 900 = 0.0135 \text{ Pa} \cdot \text{s}。$$

§ 7-2 滑动轴承的种类及其应用

一、滑动轴承的分类

滑动轴承按其润滑状态可分为三类:

(一) 液体摩擦滑动轴承

当轴颈和轴承的工作表面被一层润滑油膜隔开, 即为液体摩擦滑动轴承, 其润滑状态如图 7-3a。在这种轴承中, 摩擦只发生在润滑油的分子之间, 轴颈和轴承表面几乎没有磨损, 所以其润滑状态是一种理论状态。根据形成油膜方法的不同, 它又可分为液体动力润滑轴承(或称动压轴承)和液体静力润滑轴承(或称静压轴承), 前者是靠轴颈转动时将润滑油带入轴承间隙,

以建立承载油膜；后者则靠油泵将压力油输入到轴颈与轴承的工作表面之间，以支承载荷。近年来出现一种综合静压和动压轴承特点的“静、动压轴承”，即在起动时是静压润滑，运转时是动压润滑。

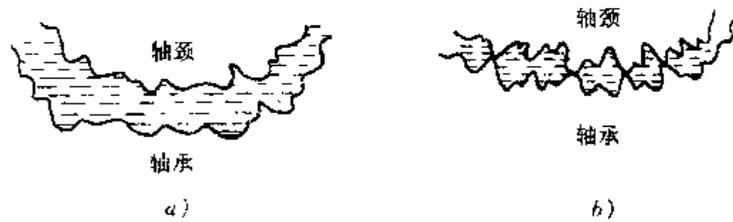


图 7-3 润滑状态

(二)非液体摩擦滑动轴承

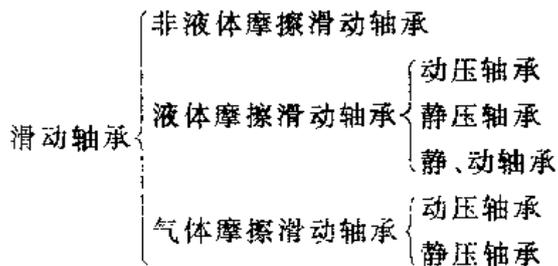
图 7-3b 所示为非液体摩擦滑动轴承的润滑状态。这类轴承的轴颈与轴承工作表面虽然也需要加润滑油或润滑脂，但是它没有形成完全液体润滑状态的条件，因此不能将工作表面完全隔开，所以仍有部分表面直接接触。这类轴承的润滑状态与润滑油的油性有关。由于油性作用润滑油在工作表面上形成一层厚度不大于 0.1~0.2 微米的吸附油膜，而吸附油膜并不稳定，当轴承工作时，轴颈与轴承表面微观不平的波峰互相搓削会把油膜局部划破；此外，当轴承温度或载荷过大时，也会使油膜破坏。油膜一旦破裂，则将发生局部干摩擦现象而使磨损急剧上升，甚至发生胶合，使轴承损坏。这种既有液体摩擦又有局部干摩擦的轴承称为非液体摩擦滑动轴承，显然这种轴承并不能消除磨损，只能降低摩擦和减轻磨损。

为保证一定的润滑条件，轴颈和轴承表面应有一定的粗糙度。

(三)气体摩擦滑动轴承

气体摩擦滑动轴承通常以空气作为润滑介质，称为空气轴承。它与液体摩擦滑动轴承不同之处是用气膜代替油膜将轴颈与轴承表面完全隔开。根据形成气膜方法的不同，它也分为动压和静压轴承。

综上所述，可将滑动轴承的分类归纳如下



二、滑动轴承的应用

现代机器虽然应用滚动轴承，但在某些机器中却仍然非应用滑动轴承不可，或两者兼而用之。如根据装配要求必须做成剖分式的轴承和曲轴的轴承就非采用滑动轴承不可。另外，在航空发动机附件、仪表、金属切削机床、内燃机、铁路机车及车辆、轧钢机、雷达、卫星通信地面站及天文望远镜等方面都在广泛应用滑动轴承。

(一)非液体摩擦滑动轴承

这种轴承的结构和制造简单、价格低；但摩擦系数大，磨损也大，所以只用于对安装及调整

精度要求不高,低速和低精度的机器。这类轴承装拆比较方便,因而在低速和要求精度不高的机器中尚较多的采用之,例如锻压机械、轧钢机械及农业机械。

(二)液体摩擦滑动轴承

其旋转精度比滚动轴承高,还能吸收振动和冲击,且寿命长。因而在高速、高精度的磨床、内燃机、汽轮机和压缩机上常用液体摩擦滑动轴承。

(三)气体摩擦滑动轴承

当轴颈转速极高($n > 100000 \text{r/min}$)时,用液体润滑剂的轴承即使在液体摩擦状态下工作,摩擦损失还是很大的。过大的摩擦损失将降低机器的效率,引起轴承过热。如改用气体润滑剂,就可极大地降低摩擦损失,这是由于气体的粘度显著地低于液体粘度的缘故。如在 20°C 时,机械油的粘度为 $0.072 \text{Pa}\cdot\text{s}$,而空气的粘度仅为 $0.89 \times 10^{-5} \text{Pa}\cdot\text{s}$,二者之比值约为8100。

气体润滑剂主要是空气,它既不需要特别制造,用后也无须回收。此外,氢的粘度比空气的低 $1/2$,适用于高速;氮具有惰性,在高温时使用,可使机件不致生锈等。

气体润滑剂除了粘度低外,其粘度随温度变化也小,而且具有耐辐射性及对机器不会发生污染等,因而在高速(例如转速在每分钟十几万转以上,甚至达每分钟百万转以上),要求摩擦很小、高温(600°C 以上)、低温以及有放射线存在的场合,气体润滑轴承显示了它的特殊功能。如在高速磨头、高速离心分离机、原子反应堆、陀螺仪表、电子计算记忆装置等尖端技术上,由于采用了气体润滑轴承,突破了使用滚动轴承或液体润滑轴承所不能解决的困难。例如,国外在研制陀螺仪时采用了气体润滑轴承之后,可以提高陀螺仪的漂移精度(有的比采用滚动轴承时提高十倍),延长寿命,减小噪音和转子偏移量。

但在气体润滑轴承中,轴承的间隙很小,因而要求提高轴承及轴颈的加工精度和降低表面粗糙度。

另外,由于气体润滑剂的粘度低,因而气体润滑轴承的承载能力和刚度也低。它的实际平均承载能力约为 10N/cm^2 。在载荷较大而必须采用气体润滑剂的情况下,就必须采用气体润滑静压轴承,但这时的附属设备要比液体润滑静压轴承的供油设备要求更高。因此,气体润滑轴承的使用受到一定的限制。

§ 7—3 滑动轴承的典型结构

一、向心滑动轴承的结构

(一)对开式滑动轴承

图7-4a为一种独立使用的基本结构形式,它由轴承座、轴承盖、剖分轴瓦及螺栓等组成。轴承盖、轴承座的剖分面常制成阶梯形,以便安装定位,并防止工作时上、下轴瓦的错动。在轴瓦剖分面间,可装若干薄垫片,当轴瓦磨损后,取出适当的垫片,就可以调整轴承径向间隙。采用对开式滑动轴承使得轴的安装和拆卸都比较方便;并且允许通过与轴肩端面的接触来承受不大的轴向力。若径向载荷的方向与轴承剖分面垂线的夹角大于 35° ,则应采用图7-4b所示的倾斜剖分的轴承。

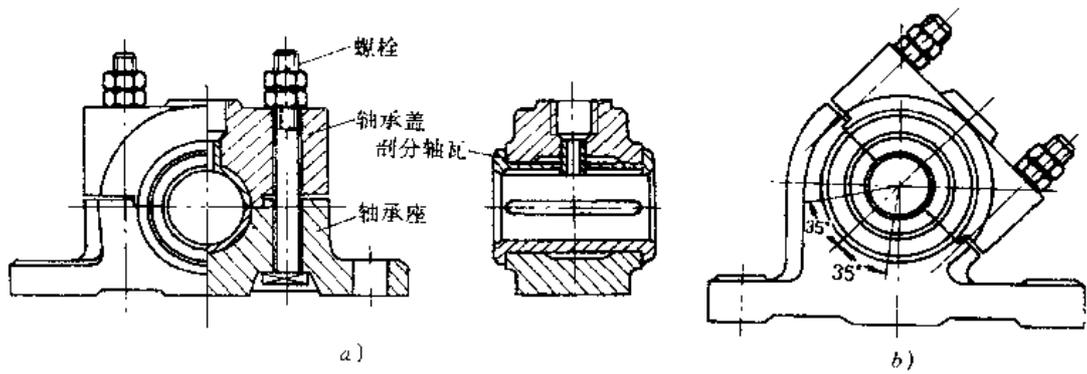


图 7-4 剖分式径向轴承

(二)整体式滑动轴承

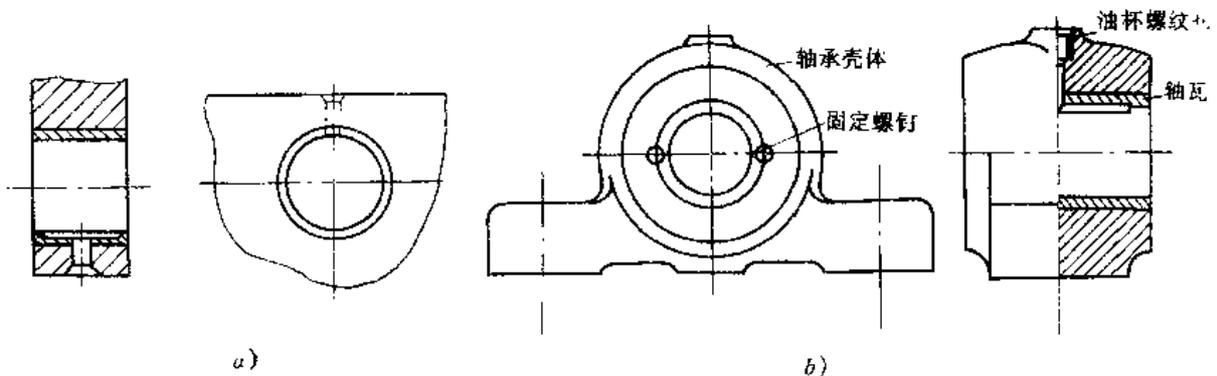


图 7-5 整体式滑动轴承

整体式滑动轴承(图 7-5)的结构比对开式的更为简单。这种轴承在安装或拆卸时,轴或轴承需要沿轴向移动,所以不太方便,有时甚至在结构上无法实现。此外,在磨损后,轴承间隙也无法调整。因而这种轴承多用在间歇性工作和低速轻载的简单机器中。

(三)带锥形表面轴套的轴承

带锥形表面轴套的轴承如图 7-6 所示,其轴套有外锥面(图 7-6a)及内锥面(图 7-6b、图 7-6c)两种。图 7-6a 所示为轴瓦具有外锥形表面的轴承,轴瓦上开有一条缝口,另在圆周上开有三条凹槽,轴瓦两端各装一个调节螺母,松开右螺母旋紧左螺母则轴承间隙变小,反之则间隙增大。图 7-6b、图 7-6c 所示均为轴瓦具有内锥面的轴承,图 7-6b 移动轴颈可调节轴承间隙,图 7-6c 中移动轴瓦可调节轴承间隙。

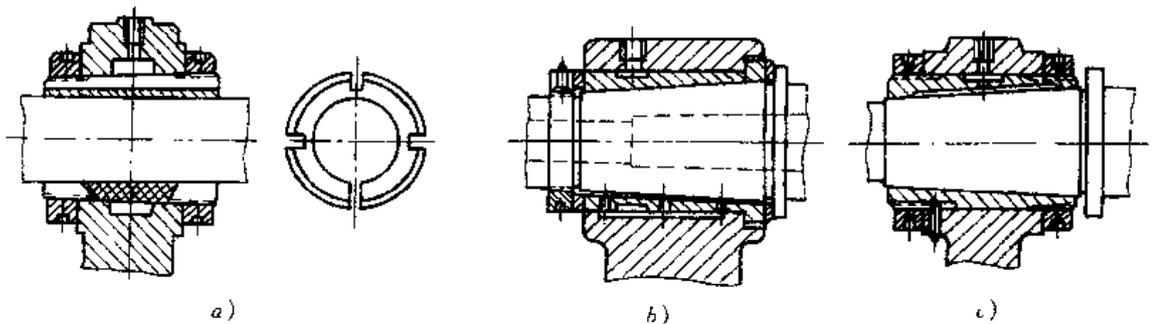


图 7-6 调心式径向轴承

为了使轴套在装配时易于轴向移动,在作结构设计时,应在保证散热的条件下尽量减少轴套与轴的接触面积。圆锥面的锥度通常为 $1:30\sim 1:10$ 。这种轴承常用在一般的机床主轴上。

4. 椭圆轴承和多油楔轴承

为提高轴承的稳定性和油膜厚度,在高速滑动轴承中广泛采用了椭圆轴承(图 7-7)和多油楔轴承。目前采用的多油楔轴承中,有的是在轴瓦内表面上人为地加工几个楔形槽,如三油楔轴承(图 7-8a)和四油楔轴承(图 7-8b)等。有的是利用材料的弹性变形造成多油楔;有的则采用扇形块可倾轴瓦形成多油楔轴承(图 7-9)。

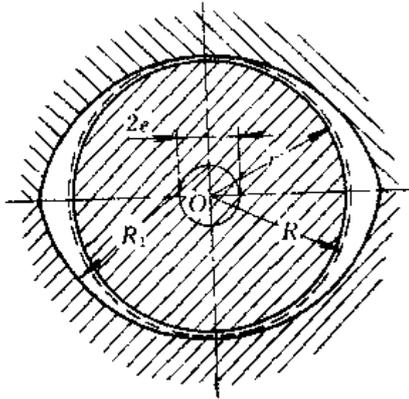


图 7-7 椭圆轴承

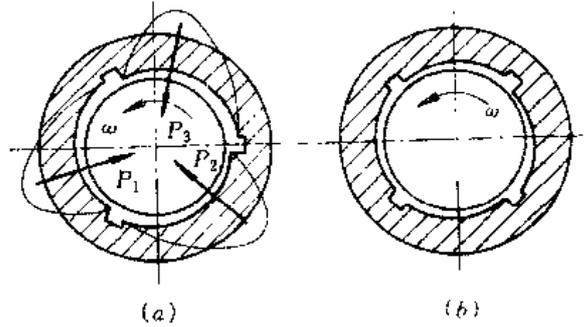


图 7-8 多油楔轴承

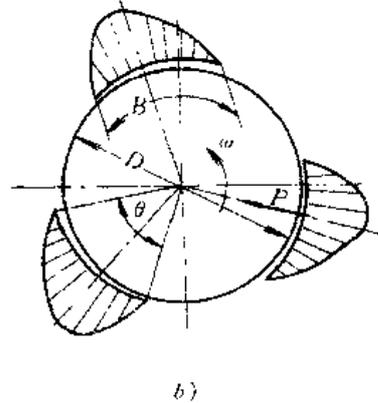
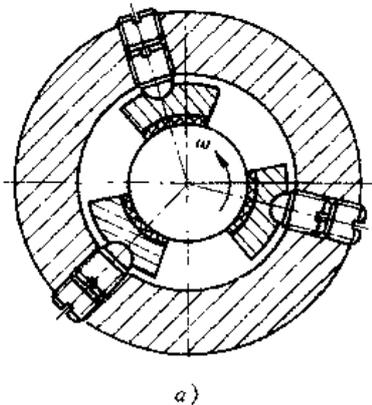


图 7-9 扇形块可倾轴瓦轴承

扇形块可倾轴瓦轴承的全套轴瓦由三块或三块以上(通常为奇数)的扇形块组成。扇形块以其背面上的球窝,支承在调整螺钉的尾端球面上。球窝的中心不在扇形块中部,而是沿圆周偏向轴颈旋转方向的一边。由于扇形块是支承在球面上,所以它的倾斜度可以随轴颈位置的不同而自动地调整,以适应不同的载荷、转速和轴的弹性变形偏斜等具体情况,保持轴颈与轴瓦间的适当间隙,因而能够建立起可靠的液体摩擦的润滑油膜,间隙的大小可用球端螺钉进行调整。

这类轴承的共同特点是,即使在空载运转时,轴与各个轴瓦也相对处于某个偏心位置上,即形成几个有承载能力的油楔,而这些油楔的支承反力有助于轴的稳定运转。

二、推力滑动轴承

(一) 固定推力轴承

推力轴承用来承受轴向载荷。当与向心轴承联合使用时,可以承受复合载荷。如图 7-10 所

示,它由轴承座和推力轴颈组成。轴颈结构形式有:a)实心式、b)单环式、c)空心式和d)多环式等几种,因而推力轴承的工作表面可以是轴的端面或轴上的环形平面。

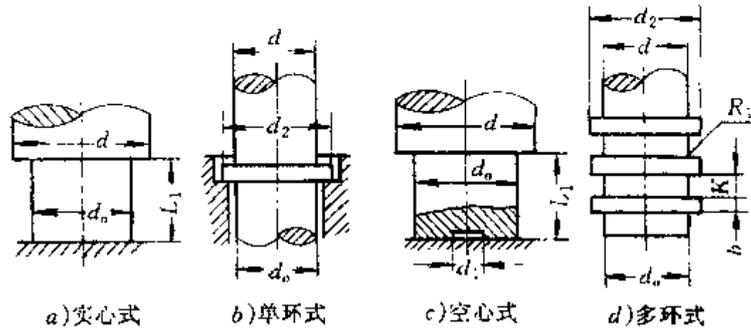


图 7-10 固定的推力轴承

一般机器上大多采用空心轴颈或多环轴颈。多环轴颈不仅能承受较大的轴向载荷,还可以承受双向的轴向载荷。

推力轴承轴颈的基本尺寸按表 7-4 的经验公式确定。

表 7-4 推力轴颈基本尺寸的计算公式

符 号	名 称	经验公式或说明
d	轴 直 径	由计算决定
d_c	推力轴颈直径	由计算决定[多环推力轴承的承压面积参看式(7-11)]
d_1	空心轴颈内径	$d_1 \approx (0.4 \sim 0.6)d_c$
d_2	轴 环 外 径	$d_2 \approx (1.2 \sim 1.6)d$
b	轴 环 宽 度	$b \approx (0.1 \sim 0.15)d$
K	轴 环 距 离	$K \approx (2 \sim 3)b$
z	轴 环 数	$z \geq 1$, 由计算及结构而定

为了改善轴承的性能,对于尺寸较大的平面推力轴承,可以设计成多油楔形状(图 7-11)。此时,较易于形成液体摩擦的润滑状态。

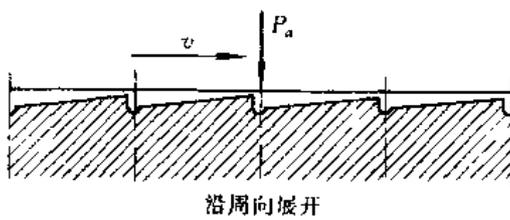


图 7-11 多油楔推力轴承

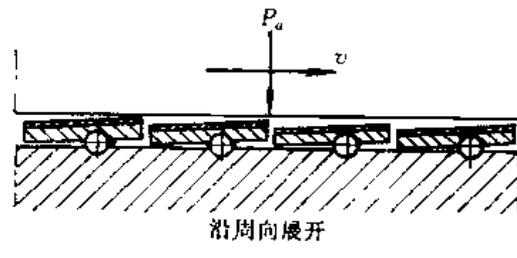


图 7-12 可倾扇面推力轴承

(二)可倾扇面推力轴承

图 7-12 为可倾扇面推力轴承。轴颈端面仍为一平面,轴承是由数个(3~20)支承在圆柱面或球面上的扇形块组成。扇形块用钢板制成,其滑动表面敷有轴瓦材料。轴承工作时,扇形块可以自动调位,以适应不同的工作条件。

§ 7-4 轴瓦的材料和结构设计

一、轴瓦材料

轴瓦是轴承上直接与轴颈接触的零件,因而是轴承的重要组成部分。由于轴颈的材料常用各种不同品种的钢材,因而轴瓦的材料,就应当选用那些与轴颈相互摩擦时,摩擦系数小和磨损小的减摩耐磨材料。

(一)对轴瓦(轴承衬)材料的要求

(1)足够的强度,包括疲劳强度、耐冲击强度和抗压强度。

(2)良好的适应性,包括顺应性、嵌藏性和跑合性。顺应性是指轴瓦材料补偿对中误差和其他几何误差的能力。一般塑性好、弹性模量低的材料,其顺应性也好。嵌藏性是指轴瓦材料嵌藏污物和外来微粒,以防止刮伤和磨损轴颈的能力。顺应性好的金属材料,一般来说,其嵌藏性也好。跑合性是指材料在运转过程中能逐渐消除表面不平度而使轴瓦表面和轴颈表面相互吻合的性能。

(3)良好减摩性和耐磨性

(4)抗粘着性 前已阐明金属材料组成的摩擦副相对滑移时可能产生粘着磨损,并在严重时导致胶合的问题。轴瓦和轴颈的工作情况正是这样。当载荷大、转速高、轴承间隙过小,工作表面粗糙和润滑不良时,轴承更易发生粘着现象。

(5)良好的加工工艺性

(6)良好的导热性

(7)良好的耐腐蚀性

(8)价格及来源 轴瓦是一个易损零件,常要在机器检修时进行更换。所以轴瓦材料不但本身要价廉和易于获得,同时还要考虑到由于更换轴瓦而必须停止机器生产带来的经济损失问题。

(二)常用的轴瓦材料

1. 铸铁 有普通的灰铸铁和含有钼、铬、钛、铜等元素的耐磨铸铁。铸铁内有游离石墨,能起自动润滑作用,故有良好的耐磨性能;但质脆、跑合性差,故只用于轻载、低速场合。耐磨铸铁表面经磷化处理,即可形成一多孔性薄层,有助于提高其耐磨性。

2. 轴承合金(通称巴氏合金或白合金) 轴承合金分两大类:一类是以锡为基本成分,加入适量的锑(4%~14%)和铜(3%~8%)而成的,叫做**锡基轴承合金**,如 AChSnSb11-6;另一类是以铝为基本成分,加入适量的锡(最多达 20%)和锑(10%~15%),叫做**铝基轴承合金**,如 ZChPbSn16-16-2。这两类都是优良的轴瓦材料。相比起来,锡基轴承合金的抗腐蚀能力高,边界摩擦时抗粘着能力强,与钢背结合得比较牢固;而铝基轴承合金的抗腐蚀能力较差,故宜采用不引起腐蚀作用的润滑油,以免导致轴承的腐蚀。

轴承合金元素的熔点大都较低,所以只适用于在 150℃ 以下工作。由于轴承合金强度低,且价格较贵,为了提高轴瓦强度和节约材料,一般只用来作为双金属或三金属轴瓦的表层材料。

3. 铜合金

(1) 铸造铅青铜 它常用浇注或烧结的办法附于低碳钢轴瓦的内表面上,以制成双金属轴瓦。也可以在表面上再覆盖一薄层轴承合金,制成三金属轴承。常用的铸造铅青铜为 ZQPb30。

(2) 铸造锡锌铅青铜 常作为整体式轴瓦及轴套材料,如 ZQSn6-6-3。

(3) 铸造锡磷青铜 它是铜合金中性能最好的轴瓦材料,常用来制作整体轴瓦或轴套。如 ZQSn10-1。

(4) 铸造铝青铜 它是铜合金中强度最高的轴瓦材料,其硬度也较高,但容纳异物及顺应性较差,故与其相应的轴颈应有较高的硬度及较低的表面粗糙度。常用的铸造铝青铜为 ZQAl9-4。

(5) 铸造黄铜 常用于滑动速度不高的轴承。如 ZHSi 80-3-3 及 ZHAl 66-6-3-2。

4. 铝合金

这是金属轴瓦材料中应用较晚的一个品种。它的强度高、耐腐蚀、导热性良好,但要求轴颈表面有高硬度和低的表面粗糙度。轴承直径间隙也要稍大一些。主要使用的品种有两类:一类是低锡的,含锡约 6.5%;另一类是高锡的,含锡达 20%。可用轧制的办法把铝合金与低碳钢结合起来制成双金属轴瓦。为了加强铝合金与钢结合强度,可先在钢的表面上轧上一薄层纯铝。

以上几种常用的金属轴瓦材料的使用性能见表 7-5。

表 7-5 常用金属轴瓦材料的使用性能

类别	材 料		许 用 值			硬度(HBS)		轴瓦硬度或 热处理要求 (HBS)	最高工作 温度 (℃)
	代号	名称	[p] MPa	[v] (m/s)	[pv] (MPa·m/s)	金属模	砂 模		
铸造青铜	ZQSn10-1	锡磷青铜	15	10	15	90~120	80~100	300~400	280
	ZQSn6-6-3	锡锌铝青铜	8	3	12	65~75	60	300~400	280
	ZQAl19-4	铝铁青铜	30	8	60	120~140	100	淬火、磨光	315
铸造黄铜	ZHSi80-3-3	硅黄铜	12	2	10	100	90	—	—
	ZHAl158-2-2	铝黄铜	10	1	10	—	—	—	—
铝合金	20%铝锡合金		28	14	—	26~32 (轧制退火后)		300	140
锡磷轴 承合金	ZChSnSb11-6 (平稳载荷时)		25	80	20	30		可在 150 以下	150
	(冲击载荷时)		20	80	20	30		可在 150 以下	150
	ZChSnSb8-3		20	60	15	28		可在 150 以下	150

续表

类别	材料		许用值			硬度(HBS)		轴瓦硬度或 热处理要求 (HBS)	最高工作 温度 (°C)
	代号	名称	$[\rho]$ MPa	$[v]$ (m/s)	$[pv]$ (MPa·m/s)	金属模	砂模		
铅锡轴 承合金	ZChPbSb16-16-2		15	12	10	30		可在150以下	150
	ZChPbSb15-5.5-2		5	6	5	32			—
	ZChPbSb14-10-2		20	15	15	29			—
灰铸铁	HT150		1	0.5		163~241			
	HT200		2	1	—				
	HT250		0.1	2					

5. 陶质金属 这是用不同的金属粉末压制、烧结而成的轴瓦材料。这种材料是多孔结构的,孔隙约占体积的10%~35%。使用前先把轴瓦在热油中浸渍数小时,使孔隙中充满润滑油,因而常把这种材料制成的轴承叫含油轴承。它具有自润滑性。工作时,由于轴颈转动和抽吸作用及轴承发热时油的膨胀作用,油便进入摩擦表面间起润滑作用;不工作时,因毛细管作用,油便被吸回到轴承内部,故在相当长时间内,即使不加润滑油仍能很好地工作。但由于其韧性较小,故宜用于平稳无冲击载荷及中低速度情况下。常用的有青铜—石墨、多孔铁质和铁—石墨三种。这些材料可用大量生产的加工方法制成尺寸比较准确的整体轴套,以部分地代替滚动轴承和青铜轴套。

6. 石墨 石墨是一种良好的固体润滑剂。用石墨制成的轴瓦及轴套,摩擦系数小,抗粘着性好,磨损速度很低,不氧化,但其性质脆,受冲击载荷时易碎。石墨轴瓦的热膨胀系数小,应采用紧配合压在轴瓦外套中。石墨轴瓦及轴套可以是纯石墨的,它的强度较低;可以加入塑、树脂、银、铜或巴氏合金等,以提高强度及改善适应性。

7. 其他非金属材料

(1) 橡胶 主要用于以水作润滑剂且比较脏污之处。

(2) 酚醛胶布 它是棉布、石棉布或其它人造纤维布用酚醛树脂粘合起来的层状结构的材料。其抗粘着性好,强度高,对于水、酸和碱,有良好的耐腐蚀性。但其导热性差,故用于大型轴承时应采取特殊的冷却措施。

(3) 尼龙 用于低载荷的轴承上。磨损速度低,不需外加润滑剂即可工作。尼龙中加石墨或二硫化钼时,可以改善其工作性能。上述几种材料的使用性能见表7-6。

表7-6 陶质金属及非金属材料的使用性能

材 料	$[\rho]$ (MPa)	$[v]$ (m/s)	$[pv]$ (MPa·m/s)	容许工作温度(°C)
陶质青铜	31	7.5	1.80	65
陶质铁	56	1.0	1.80	65
石 墨	4.20	12.5	0.55	100
橡 胶	0.35	7.5	0.55	65
酚醛胶布	42	12.5	0.55	95
尼 龙	7	5.0	0.10	95

二、轴瓦结构的设计

(一) 整体轴瓦(轴套)

1. 光滑的整体轴瓦(图 7-13a)
2. 带纵向油槽的整体轴瓦(图 7-13b)

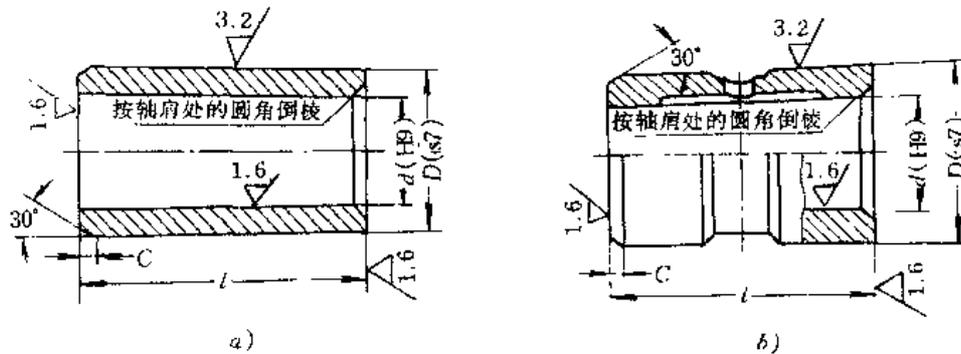


图 7-13 整体轴瓦

除轴承合金以外的其它金属材料、陶瓷金属和石墨,都可制成这种结构。

(二) 剖分式轴瓦

铸造剖分轴瓦用于对开式滑动轴承上。双金属(或三金属)轧制轴瓦(图 7-14)是用轧制的办法,使轴瓦材料附在低碳钢板上,然后经冲裁、弯曲成形及精加工等工序制成。轴瓦材料也可采用金属粉末烧结的办法使之附在钢板上而制双金属(或三金属)烧结轴瓦。三金属轴瓦是在钢背和轴瓦材料之间再加一个中间层。中间层的作用是提高表层的强度,使表层易于钢背贴合牢靠,或者在表层材料磨损后还可以起耐磨的作用。中间层的材料随表层材料的不同而不同。

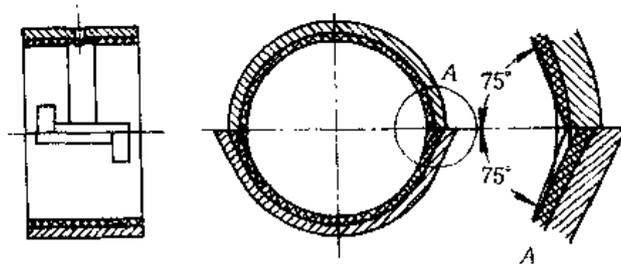


图 7-14 双金属轴瓦

采用双金属或三金属轴瓦,是节约贵重有色金属的一个重要途径,故应大力推广。这种轴瓦在专业工厂中大量生产,广泛用于汽车和拖拉机和其他柴油机中。

(三) 轴瓦的固定

轴瓦和轴承座不允许有相对移动。为了防止轴瓦沿轴向和周向移动,可将其两端做出凸缘来作轴向定位和用紧定螺钉(图 7-15a)或销钉(图 7-15b)将其固定在轴承座上。

(四) 轴瓦内表面由轴承合金浇注的结构

双金属轴承除轧制和烧结两种制法外,对于那些批量小或尺寸大的轴承,常常采用将轴承合金用离心铸造浇注在铸铁、钢或青铜(底瓦)内表面上的方法。为了使轴承合金与底瓦贴附得牢固,应在瓦背上预制燕尾形、螺纹(螺距 1.5mm~3mm)或凹沟(图 7-16)。沟槽的深度以不过分割弱底瓦的强度为原则,也有不开沟槽而直接浇注的。

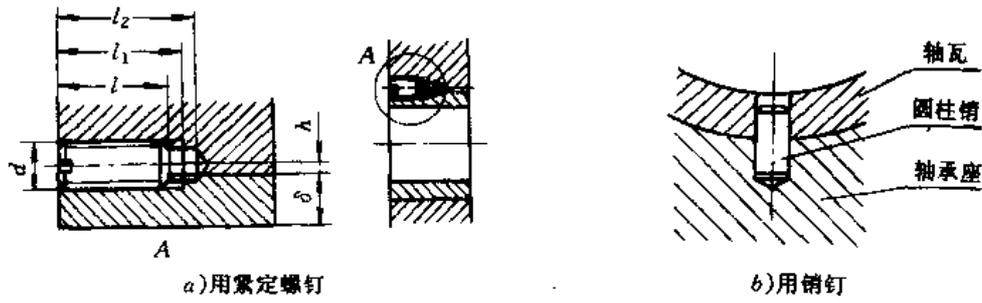
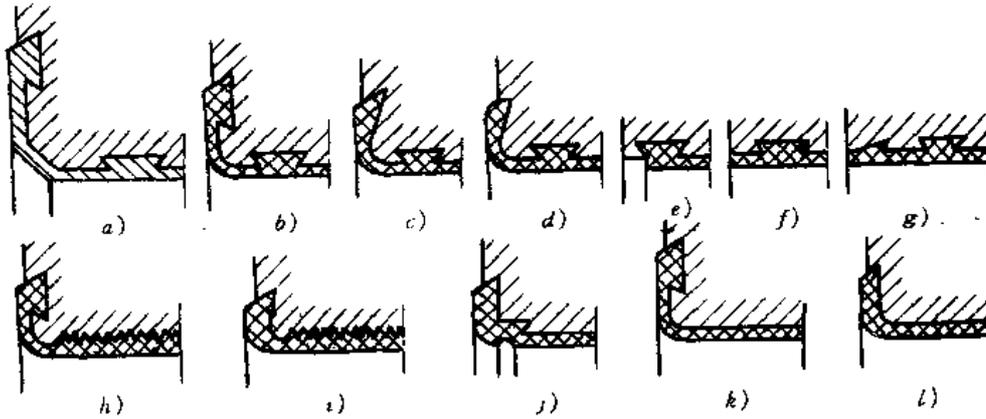


图 7-15 轴瓦的固定



a)~j)适用于钢及铸铁瓦背;k)~l)适用于青铜瓦背。

轴承材厚可取:对于铸铁: $\delta=0.01d+(1\sim2)\text{mm}$

对于钢: $\delta=0.01d+(0.5\sim1)\text{mm}$

对于青铜: $\delta=0.01d$ (此处 d 为轴承内孔直径 mm)

图 7-16 轴瓦瓦背沟槽形状

三、油孔及油槽的设计

为了把润滑油导入整个摩擦面间,轴瓦或轴颈上需开油孔或油槽。

对于长径比 l/d 较小的轴承,只须开一个油孔就可以了。对于长径比大、可靠性要求高的轴承,须开设油槽,使油能够可靠地润滑到整个摩擦表面之间。

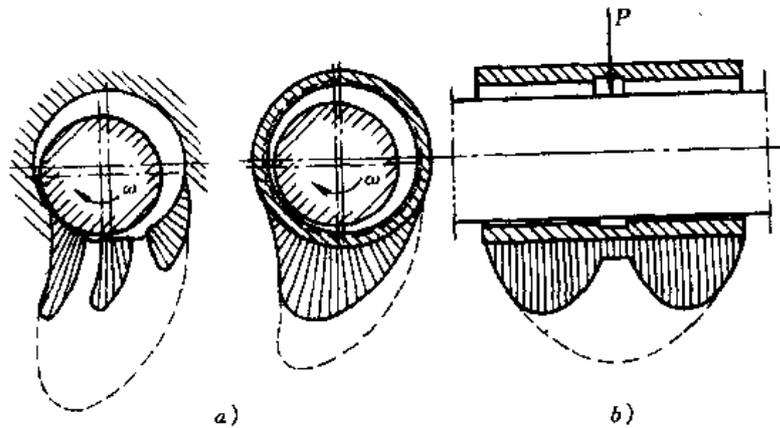


图 7-17 压力区的油槽对轴承流体动压力(承载能力)的影响

(一) 压力区油槽对轴承流体动压力的影响

由于油槽直接和供油源相连通,故油槽中的油压接近于供油压力。这个压力一般都很低,所以会对流体动压力带来严重影响。图 7-17a 所示是压力区的纵向油槽导致流体动压力降低的示意图,而图 7-17b 所示为环形油槽导致流体动压降低的示意图。若在压力区无油槽,则油压分布将如图中虚线所示。可见在压力区开设油槽会急剧降低轴承的承载能力。因此,油槽应开在轴承不受力或压力较小的区域,以利供油,同时免于降低轴承的承载能力。

(二) 油槽应开设的位置

根据上述原则,油槽应开设的位置:

1. 对于纵向油槽,当径向载荷相对轴承不转动时,应开在轴承上;当径向载荷相对转动时,应开在轴上(图 7-18)。

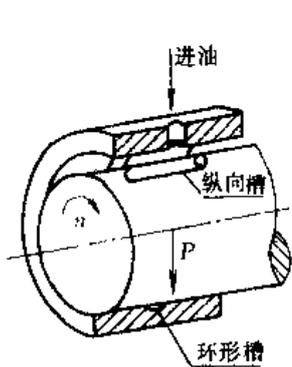


图 7-18 径向载荷相对轴承转动的纵向油槽位置

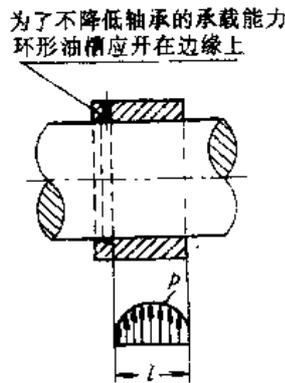


图 7-19 水平放置的轴承的全环油槽位置

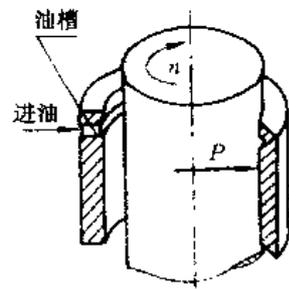


图 7-20 竖直放置的轴承的全环油槽位置

纵向油槽的长度,一般应稍短于轴瓦的长度,以免油过多地从油槽两端流失,从而减少进入润滑部位的油量。

2. 对环形油槽,当轴承的轴线水平时,最好开设半环,不要延伸到承载区。如必须开设全环油槽,则宜开在靠近轴承的两个端部(图 7-19)。

3. 竖直放置的轴承,全环油槽开设在轴承上端(图 7-20)。

4. 当要求润滑油单向流动以改善水平轴的端部密封时,或竖直轴要由下向上吸油时,可开设螺旋槽(开在轴上或轴承上)。此时必须注意,螺旋的方向应保证油流方向与所要求的一致(图 7-21)。

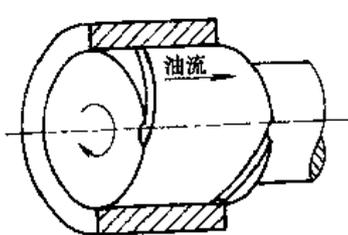


图 7-21 螺旋油槽

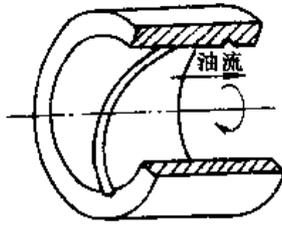
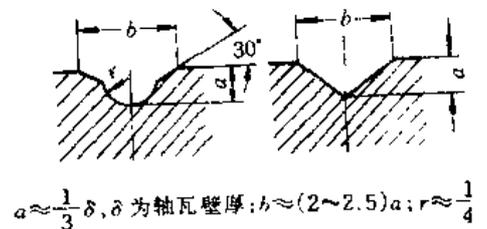


图 7-22 油槽的剖面形状及尺寸



$$a \approx \frac{1}{3} \delta, \delta \text{ 为轴瓦壁厚}; b \approx (2 \sim 2.5)a; r \approx \frac{1}{4}$$

5. 油槽的剖面形状,应避免边缘有锐边及棱边,以便油能顺畅地流入被润滑表面之间(图 7-22)。

§ 7—5 非液体摩擦滑动轴承的设计计算

由于工作要求不高,速度较低,载荷不大,难以维护等条件下工作的轴承,往往设计成非液体摩擦滑动轴承。

一、工作能力准则的确定

工作能力准则的确定取决于轴承的失效形式。滑动轴承的主要失效形式是轴瓦的过度磨损和胶合。防止失效的关键在于能否保证轴颈和轴瓦间形成一层边界油膜。

目前,非液体摩擦轴承的设计计算,主要是在轴承的直径 d 和长度 l 决定以后,进行工作能力的计算,即作压力 p 和压力与轴颈圆周速度的乘积 pv 的验算。对于压力小的轴承,还要作速度 v 的验算。实践证明,这种方法基本上能够保证轴承的工作能力。

二、非液体摩擦向心滑动轴承的设计计算

由已知条件:当轴颈直径 d 、转速 n 和轴承径向载荷 P 已知时,一般按下列步骤进行设计计算:

1. 轴承长度 l (即轴颈的工作长度 l)的确定

轴承长度 l 可以根据长径比 $\frac{l}{d}=0.6\sim 1.5$ 来确定。 $\frac{l}{d}$ 值过小,则润滑油易从轴承两端流失,致使润滑不良,磨损加剧; $\frac{l}{d}$ 过大,则润滑油流失的路程长,摩擦热不能很快带走,使轴承温度升高,而且当轴挠曲或偏斜时,轴瓦两端磨损严重。所以,滑动轴承的长径比应在一定范围内选取。若长径比 $\frac{l}{d}>1.5\sim 1.75$,则应采取调心轴承。当然在确定轴承长度时,还应考虑机器外形尺寸的限制。

2. 选择轴承(轴瓦)材料 根据工作条件和使用要求,确定轴承的结构形式,并按表 7-5 及表 7-6 选定轴瓦材料。

3. 验算轴承的工作能力

(1) 压力 p 的验算

$$p = \frac{P}{dl} \leq [p], \text{MPa} \quad (7-8)$$

式中 $[p]$ 为轴瓦材料的许用压力(MPa),其值见表 7-5 和表 7-6。

(2) pv 值的验算

$$pv = \frac{p}{d \cdot l} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{p \cdot n}{19100l} \leq [pv], \text{MPa} \cdot \text{m/s} \quad (7-9)$$

式中 $[pv]$ 为 pv 的许用值,见表 7-5 及表 7-6。

(3) 当压力 p 较小时, p 和 pv 值的验算均合格的轴承,由于滑动速度过高,也会发生加速磨损而使轴承报废。这是因为压力 p 只是平均压力,而实际上在轴发生弯曲或不同心等引起的一系列误差及振动的影响下,轴承的边缘可能产生相当高的压力,因而局部区域的 pv 值还会超过许用值。故在 p 值较小时,还应保证

$$v \leq [v], \text{m/s} \quad (7-10)$$

式中 $[v]$ 的许用值,见表 7-5 和表 7-6。

4. 选择轴承的配合

在非液体摩擦轴承中,根据不同的使用要求,为了保证一定的旋转精度,必须合理地选择轴承的配合,以保证一定的间隙。轴颈与轴承孔间的间隙 x ,一般根据这样的原则来选择:转速愈高,轴承中的间隙应该愈大,在相同的转速下,载荷愈大,轴承应该有较小的间隙。推荐的间隙值如下:

高转速和中等压力时 $x=(0.02\sim 0.03)d$

高转速和高压力时 $x=(0.0015\sim 0.0025)d$

低转速和中等压力时 $x=(0.0007\sim 0.0012)d$

低转速和高压力时 $x=(0.0003\sim 0.0006)d$

按上述间隙范围,可参考表 7-7 作具体选择。

表 7-7 选择轴承配合的参考资料

精度等级	配合符号	应用举例
2	H7/g6	磨床与车床分度头主轴承
2	H7/f7	铣床、钻床及车床的轴承,汽车发动机曲轴的主轴承及连杆轴承,齿轮减速器及蜗杆减速器轴承
4	H9/s9	电机、离心泵、风扇及惰齿轮轴的轴承,蒸汽机与内燃机曲轴的主轴承和连杆轴承
2	H7/e8	汽轮发电机轴、内燃机凸轮轴、高速转轴、刀架丝杠、机车多支点轴等的轴承
6	H11/b11 或 H11/d11	农业机械用的轴承

三、非液体摩擦推力滑动轴承的设计计算

在已知轴向载荷 P_a 、轴颈转速 n 等后,可按以下步骤进行:

1. 根据载荷大小、方向及空间尺寸等条件选择轴承的结构形式,参看图 7-10。

2. 参照表 7-4 初定推力轴颈的基本尺寸。

3. 验算推力轴承的工作能力。推力轴承的工作能力可用与向心轴承相同的方法按 p 和 pv 值来进行验算:

(1) 压力 p 的验算

$$p = \frac{P_a}{A} = \frac{P_a}{Z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_0^2) K} \leq [p], \text{MPa} \quad (7-11)$$

式中: P_a ——轴向载荷,N;

K ——考虑油槽使支承面积减小的系数,一般取 $K=0.90\sim 0.95$;

$[p]$ ——许用压力,MPa;当环数 $Z>1$ 时,由于多环推力轴承各环间的载荷分布不均,应把表 7-5 和表 7-6 中的许用值降低 50%。

其他符号意义同表 7-4。

(2) pv_m 值的验算

$$pv_m \leq [pv] \quad (7-12)$$

式中: v_m —— 推力轴颈平均直径处的圆周速度;

$$v_m = \frac{\pi d_m n}{60 \times 1000} = \frac{d_m n}{19100}, \text{m/s}$$

d_m —— 环形支承面的平均直径;

$$d_m = \frac{d_1 + d_2}{2}, \text{mm}$$

n —— 推力轴颈的转速, r/min;

$[pv]$ —— pv_m 的许用值, 表 7-8

由于推力轴承采用平均速度计算, 因而 $[pv]$ 应比表值有更大的降低。用于钢轴颈对金属轴瓦时, 大致可取 $[pv] = 2\text{MPa} \cdot \text{m/s} \sim 4\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

如果验算不能满足要求可采取下列方法改进:

- 1) 改变轴承尺寸;
- 2) 改选轴瓦材料。

表 7-8 推力滑动轴承的 $[p]$ 及 $[pv]$ 值

轴材料	轴瓦材料	$[p]$, MPa	$[pv]$, MPa · m/s
未淬火热钢	铸 铁	2~2.5	1~2.5
	青 铜	4~5	
	巴氏合金	5~6	
淬 火 钢	青 铜	7.5~8	
	巴氏合金	8~9	
	淬 火 钢	12~25	

例题 4 非液体摩擦向心滑动轴承, 承受径向载荷 $P = 200000\text{N}$, 轴的转速 $n = 300\text{r/min}$, 轴颈直径 $d = 200\text{mm}$ 。试选择一标准向心滑动轴承, 并确定轴瓦材料。

解: 根据工作要求, 由机械设计手册选择 ZHC4-200 号向心滑动轴承, 其轴瓦长度 $l = 300\text{mm}$, 轴瓦材料为 ZQSn6-6-3 的特性值由表 7-5 查得:

$$[p] = 8\text{MPa}, [v] = 3\text{m/s}, [pv] = 12\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

由公式 (7-8)、(7-9) 和 (7-10) 求得:

根据长径比 $l/d = 0.6 \sim 1.5$, 取 $l/d = 1.5$, 则 $l = 300\text{mm}$, 则

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{200000}{200 \times 300} = 3.33\text{MPa} < [p]$$

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 200 \times 300}{60 \times 1000} = 3.14\text{m/s} < [v]$$

$$pv = 3.33 \times 3.14 = 10.47\text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

校验结果, 满足要求。

例题 5 离心泵向心滑动轴承, 轴的直径 $d = 60\text{mm}$, 轴的转速 $n = 1500\text{r/min}$, 轴承径向载荷 $P = 2600\text{N}$, 轴瓦材料 ZQSn6-6-3。根据非液体摩擦轴承计算方法校验该轴承是否可用? 如不可用, 应如何改进(按轴的强度计算, 轴颈直径不得小于 48mm)?

解: 由表 7-5 查得 ZQSn6-6-3 的特性值为:

$$[p] = 8\text{MPa}, [v] = 3.5\text{m/s}, [pv] = 12\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

按长径比 $l/d = 0.6 \sim 1.5$, 取 $l/d = 1$, 得:

$$l=d=60\text{mm}$$

$$p=\frac{P}{dl}=\frac{2600}{60\times 60}=0.722\text{MPa}<[p]$$

$$v=\frac{\pi dn}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 60\times 1500}{60\times 1000}=4.71\text{m/s}>[v]$$

$$pv=0.722\times 4.71=3.4\text{MPa}\cdot\text{m/s}<[pv]$$

计算结果, $[v]$ 不能满足, 因此考虑采取两种改进方法:

(1) 减小轴颈直径以降低速度 v , 取 d 为允许的最小值 48mm, 则

$$v=\frac{\pi dn}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 48\times 1500}{60\times 1000}=3.77\text{m/s}$$

仍然不能满足要求, 因而采用改进轴瓦材料。

(2) 改选材料, 在铜合金轴瓦上浇注轴承合金 ZChPbSb15-5.5-2, 查得 $[p]=5\text{MPa}$, $[v]=6\text{m/s}$, $[pv]=5\text{MPa}\cdot\text{m/s}$ 。经验算, 取 $d=50\text{mm}$, $l=42\text{mm}$:

$$v=\frac{\pi dn}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 50\times 1500}{60\times 1000}=3.93\text{m/s}<[v]$$

$$p=\frac{P}{dl}=\frac{2600}{50\times 42}=1.24\text{MPa}<[p]$$

$$pv=1.24\times 3.93=4.87\text{MPa}\cdot\text{m/s}<[pv]$$

结论: 可用铅铋轴承合金 ZChPbSb15-5.5-3。轴颈直径 $d=50\text{mm}$, 轴承长度 $l=42\text{mm}$ 。

例题 6 钢制推力轴承(淬火钢对淬火钢), 轴的直径为 120mm。作用着轴向载荷 $P_a=35000\text{N}$, 转速 $n=120\text{r/min}$, 试设计两种不同的端面推力轴颈: (1) 实心端面轴颈; (2) 空心端面轴颈(图 7-10)。

解:

1. 实心端面轴颈计算

由表 7-8, 淬火钢对淬火钢 $[p]=12\text{MPa}\sim 25\text{MPa}$, 取 $[p]=12.5\text{MPa}$, 因有油沟, 取系数 $K=0.9$ 以考虑轴颈止推面面积的减小(考虑油沟止推面面积减小的系数 K , 通常取 $0.9\sim 0.95$)。由表 7-8 淬火钢对淬火钢 $[pv]=1\text{MPa}\sim 2.5\text{MPa}$ 。

从良好的润滑条件可得

$$p=\frac{P_a}{\frac{\pi}{4}d^2K}\leq [p], \frac{\pi}{4}d^2\geq \frac{P_a}{K[p]}, d\geq \sqrt{\frac{4P_a}{K\pi[p]}}$$

$$d=\sqrt{\frac{4P_a}{K\pi[p]}}=\sqrt{\frac{4\times 35000}{0.9\times \pi\times 12.5}}=62.94\text{mm}, \text{取 } d=65\text{mm}$$

验算 pv 值:

$$\begin{aligned} pv &= \frac{P_a}{\frac{\pi}{4}d^2K} \cdot \frac{\pi(\frac{d}{2})n}{60\times 1000} = \frac{P_a n}{30000dK} = \frac{35000\times 120}{30000\times 65\times 0.9} \\ &= 2.393\text{MPa}\cdot\text{m/s} < [pv_m] \end{aligned}$$

2. 空心端面轴颈 钢轴直径为 120mm 时, 取轴颈外径为

$$d_o=120-20=100\text{mm}$$

参看图 7-10, 内径 d_i 按式(7-1)确定, 仍取 $[p]=12.5\text{MPa}$ 。

$$\frac{\pi}{4}(d_0^2 - d_1^2) \geq \frac{P_s}{[p]}, \frac{\pi}{4}(100^2 - d_1^2) \geq \frac{35000}{12.5}$$

$d_1 = 80.3\text{mm}$, 取 $d_1 = 80\text{mm}$

校核发热: 验算 pv :

$$pv_m = \frac{P_s}{\frac{\pi}{4}(d_0 - d_1)^2} \cdot \frac{\pi(\frac{d_0 + d_1}{2})n}{60 \times 1000} = \frac{35000 \times 120}{30000(100 - 80)}$$

$$= 0.233\text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

验算结果: 满足要求。

例题 7 一摇臂起重机, 如图 7-23 所示。已知最大起重量 $Q = 25000\text{N}$, 摇臂转速 $n = 3\text{r/min}$, 起重机自重 $G = 15000\text{N}$, 摇臂最大幅长 $l = 3\text{m}$, 起重机自重中心与转轴距离 $l_1 = 1.8\text{m}$, 上、下轴承距离 $H = 5\text{m}$, 上、下轴颈直径 $d_0 = 100\text{mm}$; 轴的材料为 45 号钢, 轴颈淬火处理; 上、下均采用非液体摩擦滑动轴承。试选择上、下轴承的形式, 选择轴瓦材料及尺寸。

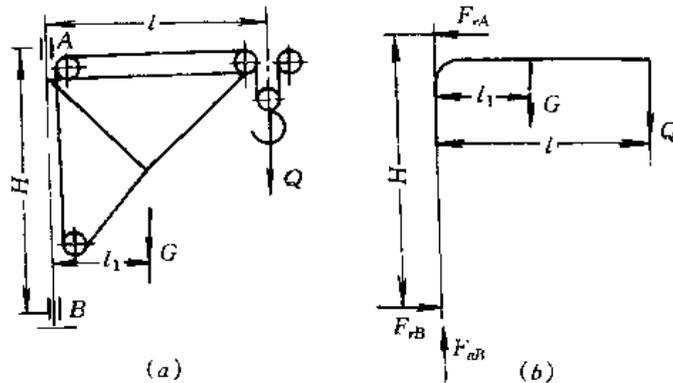


图 7-23

解: 由题及题图可知, 上轴承 A 只承受径向载荷, 故用向心滑动轴承即可; 下轴承 B 既受径向载荷, 又受轴向载荷, 故应采用向心推力轴承(图 7-24)。上、下轴承载荷可按力学原理求得。

1. 选择滑动轴承结构形式

上轴承 A 为向心滑动轴承, 选用整体式滑动轴承(图 7-5); 下轴承 B 为向心推力轴承(图 7-24)。

2. 受力分析

设 $P_{rA} - P_{rB}$ 分别为上、下轴承的径向载荷, 设 P_{aB} 为下轴承的轴向载荷, 如图 7-23b 所示。

由力学平面力系平衡条件得:

$$P_{rA}H - Ql - Gl_1 = 0$$

$$P_{rA} = \frac{Ql + Gl_1}{H} = \frac{25000 \times 3 + 15000 \times 1.8}{5}$$

$$= 20400\text{N}$$

又因 $P_{rA} - P_{rB} = 0$

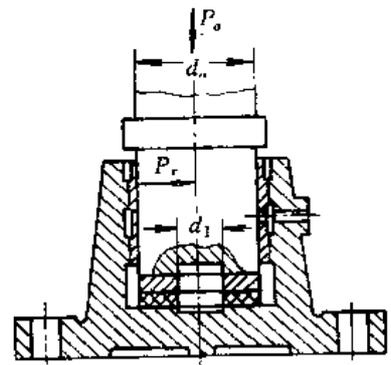


图 7-24 向心推力轴承

故 $P_{rA} = P_{rB} = 20400\text{N}$

又因 $P_{aB} - Q - G = 0$

所以 $P_{aB} = Q + G = 25000 + 15000 = 40000\text{N}$

3. 选择轴瓦材料

根据工作条件,由表 7-5,选用铝青铜 ZQAl9-4,其特性值如下:

$$[p] = 30\text{MPa}, [v] = 8\text{m/s}, [pv] = 60\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

4. 确定轴瓦尺寸

(1) 上、下轴承的向心轴瓦

取轴瓦的长径比 $\frac{l}{d_0} = 0.8$, 则

$$l = 0.8d_0 = 0.8 \times 100 = 80\text{mm}$$

$$p = \frac{P_{rA}}{d_0 l} = \frac{20400}{80 \times 100} = 2.55\text{MPa} < [p]$$

$$v = \frac{\pi d_0 n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 3}{60000} \\ = 0.0157\text{m/s} < [v]$$

$$pv = 2.55 \times 0.0157 = 0.04\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

所以,上、下轴承的向心轴瓦尺寸均定为 $l = 80\text{mm}$, $d_0 = 100\text{mm}$ 。

(2) 下轴瓦的推力面

采用环形端面推力轴承(参看图 7-10,空心式),取

$$d_1 = 0.5d_0 = 0.5 \times 100 = 50\text{mm}$$

取系数 $K = 0.9$,查表 7-8,淬火钢轴颈与青铜轴瓦的特性如下:

$$[p] = 7.5\text{MPa} \sim 8\text{MPa}, [pv] = 1\text{MPa} \cdot \text{m/s} \sim 2.5\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

于是

$$p = \frac{P_{aB}}{\frac{\pi}{4}(d_0 - d_1)^2 K} = \frac{40000}{\frac{\pi}{4}(100 - 50)^2 \times 0.9} = 7.545\text{MPa} < [p]$$

$$v_m = \frac{d_0 + d_1}{2} \cdot \frac{\pi n}{60 \times 1000} = \frac{100 + 50}{2} \cdot \frac{\pi \times 3}{60 \times 1000} = 0.01178\text{m/s}$$

$$pv_m = 7.545 \times 0.01178 = 0.0889\text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

所以,轴端推力轴承和轴承止推面的空心轴颈直径 $d_1 = 50\text{mm}$,推力轴颈直径 $d = 100\text{mm}$,能满足要求。

例题 8 已知一起重机卷筒的滑动轴承,其轴颈直径 $d = 90\text{mm}$,轴的转速 $n = 9\text{r/min}$,轴瓦材料采用铸铝青铜 ZQSl9-4,问此轴承能承受的最大径向载荷 P 。

解:

按题意,该轴承转速低,要求不高,采用非液体摩擦滑动轴承。

取 $l/d = 1$, $l = d = 90\text{mm}$

根据表 7-5,铝青铜的许用值

$$[p] = 30\text{MPa}, [v] = 8\text{m/s}, [pv] = 60\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

根据平均压强计算轴承能承受的最大载荷

$$P = [p] \cdot ld = 30 \times 90 \times 90 = 243000\text{N}$$

根据 $[pv]$ 值计算轴承能承受的最大载荷

$$P = \frac{[pv] \times l \times d \times 60 \times 1000}{\pi dn} = \frac{60 \times 90 \times 90 \times 60 \times 1000}{\pi \times 90 \times 9} = 11459156\text{N}$$

答:该轴承能承受的最大径向载荷 $P = 243000\text{N}$ 。

例题 9 验算蜗轮轴的非液体润滑径向滑动轴承,并决定该轴承的润滑方式。已知该蜗轮轴转速 $n = 600\text{r/min}$,轴颈直径 $d = 100\text{mm}$,轴承载荷 $P = 0.4\text{MN}$,轴瓦材料为 ZQSn10-1 锡青铜,轴材料为 45 号钢。

解:

由表 7-5, ZQSn10-1 的许用值:

$$[p] = 15\text{MPa}, [v] = 10\text{m/s}, [pv] = 15\text{MPa} \cdot \text{m/s}$$

验算:

1. 限制轴承的平均压强:

$$p = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{40000}{100 \times 100} = 4\text{MPa} < [p]$$

2. 限制轴承的 pv 值:

$$[pv] = \frac{P}{dl} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{40000}{100 \times 100} \cdot \frac{\pi \times 100 \times 600}{60 \times 1000} = 12.57\text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv]$$

3. 限制滑动速度 v 值:

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 600}{60 \times 1000} = 3.14\text{m/s} < [v]$$

结论:该轴承计算的 p, pv, v 值均小于许用值,适用。

该滑动轴承的润滑方式

根据公式(7-7)得系数

$$K = \sqrt{pv^3} = \sqrt{4 \times 3.14^3} = 11.14$$

当 $2 < K < 16$ 时,采用针阀油杯润滑。

例题 10 如图 7-25 所示,蜗杆蜗轮减速器的输出轴装在非液体摩擦轴承上。已知输出轴的功率 $P = 15\text{kW}$,输出轴的转速 $n = 60\text{r/min}$,蜗轮分度圆直径 $d_2 = 400\text{mm}$,轴颈直径 $d = 80\text{mm}$,轴颈长度 $l = 80\text{mm}$,两支承间的跨距 $L = 250\text{mm}$,蜗杆分度圆直径 $d_1 = 80\text{mm}$,传动比 $i_{12} = 20$,蜗轮副效率 $\eta = 0.8$,蜗轮轴用 A6 钢制造。轴瓦材料为铸铁,其 $[pv] = 1.5 \sim 3\text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。试校验此轴承的承载能力,并确定轴瓦凸缘的外径。

解:

1. 确定作用在支承上的载荷

作用在蜗轮上的圆周力

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 9550 \times 10^3 \times 15}{400 \times 60}$$

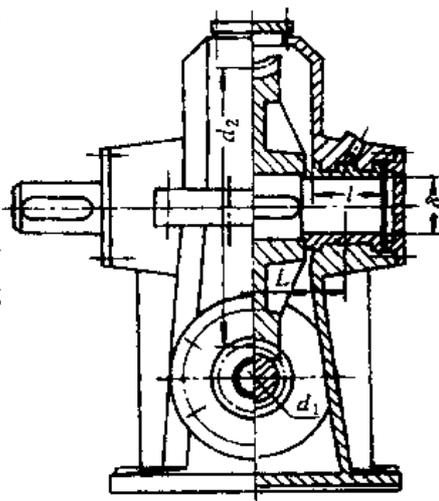


图 7-25 蜗杆减速器

$$= 11937.5 \text{ N}$$

蜗轮上的轴向力,即等于蜗杆的圆周力,故

$$F_{a2} = \frac{2 \times 9550000 P_2}{d_1 i_n \eta}$$

$$= \frac{2 \times 9550000 \times 15}{80 \times 20 \times 60 \times 0.8} = 3730 \text{ N}$$

作用在蜗轮上的径向力 F_{r2} 为

$$F_{r2} = F_{a2} \operatorname{tg} \alpha = 11937.5 \operatorname{tg} 20^\circ = 4345 \text{ N}$$

在支承上最大径向载荷 P

$$P = \sqrt{\left(\frac{F_{t2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_{a2} d_2}{2L} + \frac{F_{r2}}{2}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{11937.5}{2}\right)^2 + \left(\frac{3730 \times 400}{2 \times 250} + \frac{4345}{2}\right)^2}$$

$$= 7888 \text{ N}$$

在支承上最大轴向载荷 $P_a = 3730 \text{ N}$

2. 校核轴瓦圆柱部分的承载能力

轴瓦材料选用 HT200, 由表 7-5 知

$$[\rho] = 2 \text{ MPa}, [v] = 1 \text{ m/s}.$$

单位压力校核:

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{7888}{80 \times 80} = 1.23 \text{ MPa} < [\rho]$$

p_v 值校核:

$$p_v = \frac{P}{dl} \cdot \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{7888}{80 \times 80} \cdot \frac{\pi \times 80 \times 60}{60 \times 1000}$$

$$= 0.309 \text{ MPa} \cdot \text{m/s} < [p_v]$$

v 值校核

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 80 \times 60}{60 \times 1000} = 0.25 \text{ m/s} < [v]$$

3. 确定凸缘外径 D

已知 $[p_v] = 1.5 \sim 3 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$, $[\rho] = 2 \text{ MPa}$

参考图 7-10, 按公式 (7-11) 得:

$$p = \frac{P_a}{Z \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_0^2) K} \leq [\rho]$$

式中: 轴承数 $Z = 1$; d_2 相当于凸缘外径 D ; d_0 相当于轴颈直径 d ; 取 $K = 1$

$$p = \frac{P_a}{\frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)} \leq [\rho]$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4P_a}{\pi[\rho]} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \times 3730}{\pi \times 2} + 80^2} \geq 94 \text{ mm}$$

取凸缘外径 $D = 95 \text{ mm}$

校验 p_{v_m} 值

$$pv_m = \frac{P_A}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \cdot \frac{\pi(95+80) \times 60}{60 \times 1000} = 1.81 \times 0.275 = 0.5 \text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv_m]$$

结论:当凸缘外径 $D=95\text{mm}$ 时, $[p]$ 、 $[pv_m]$ 值验算结果均合适,如轴的尺寸能满足要求,则可用。

§ 7-6 液体摩擦动压向心滑动轴承的设计计算

一、向心动压滑动轴承的工作情况

如图 7-26a 所示,轴在静止时,轴颈处于轴承孔的最下方的稳定位置。此时两表面间自然形成一弯曲的楔状空间。

当轴开始启动时(图 7-26b),轴承和轴颈为金属直接接触,由于轴承对轴颈的摩擦力的方向与轴颈表面的圆周速度方向相反,迫使轴颈沿轴承表面瞬时向右(图 7-26b)。这种现象通常称为轴颈“爬高”,它将使轴承表面瞬时被摩擦,如轴附有静压起动装置,则可避免这种现象发生。当轴的转速度逐渐增大,被轴颈“泵”入楔形空间内的油量也逐渐加多时,润滑油油层内的压力逐渐形成,并将轴颈与轴承分隔开。此时,轴承内的摩擦阻力转化为流体分子间的内部阻力,摩擦系数显著下降,轴颈中心向下,左偏移(图 7-26c),最终达到与外载荷平衡的位置。

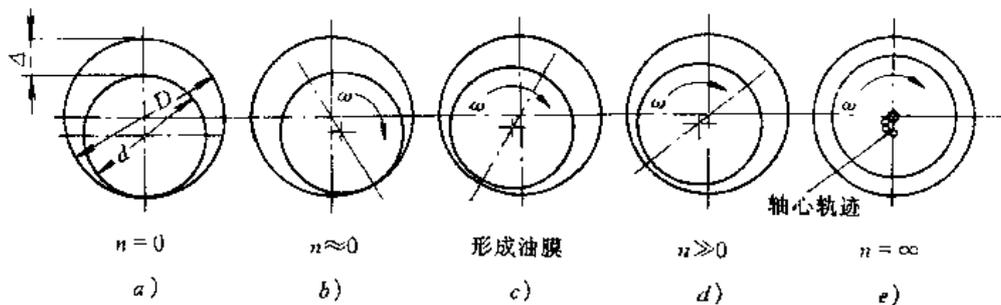


图 7-26 向心滑动轴承的工作状况

当轴颈转速进一步加大时,轴颈表面的速度亦进一步加大,油层内的压力进一步升高,轴颈也被抬高,使轴颈的中心更接近孔的中心,油楔角度跟着也就减小,内压则跟着下降,直到内压的合力再次与外载平衡为止。此时,由于轴颈中心更为接近孔的中心,所以油层的最小厚度比原来加大了(图 7-26d)。同时由于轴颈表面的速度增大,使油层间的相对速度增大,故液体的内摩擦也就增大,轴承的摩擦系数也随之上升。

从理论上说,只有当轴颈转速 $n = \infty$ 时,轴颈中心才会与孔中心重合(图 7-26e)。显然当中心重合时,两表面之间的间隙处处相等,已无油楔存在,当然也就失去平衡外载荷的能力。但在有限转速时,永远达不到两中心重合的程度。

从此看出,轴颈中心的位置将随着转速与载荷的不同而不断改变。

二、轴承的长径比与承载能力

图 7-27 所示为轴承沿圆周方向和轴向的压力分布情况。由图得知,随着轴承长径比(l/d)的不同,其压力分布情况也不同, l/d 越小,油压也越小。这主要是因为润滑油在自身压力作用

下,要向两端流失,即产生侧漏现象造成的。反之,如长径比越大,则油的压力也越大,轴承的承载能力也就越高。但从另一方面来看,侧漏虽然会降低油压,但也同时带走轴承中部分摩擦热,从而使轴承的温度不致升得太高,润滑油的粘度也就不会降得过低。如 l/d 太大,则侧漏带走的摩擦热也少,轴承温升也就会加大,油的粘度也要降低,结果反而使轴承的承载能力降低。因此, l/d 的选择要适当,不能过大,也不能过小。

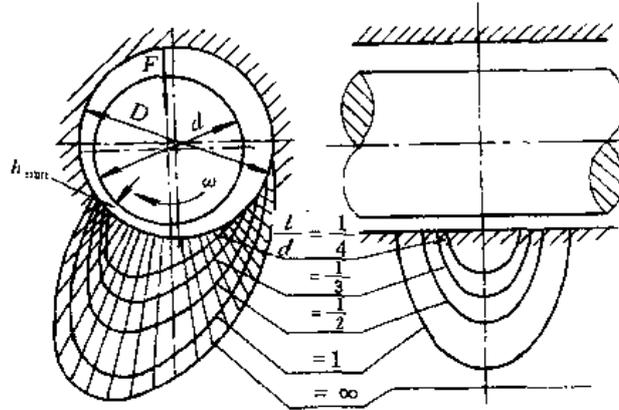


图 7-27 长径比 l/d 对轴承压力分布的影响

除了以上的分析外,机器的整体布局对 l/d 也有影响。在不同的机器中,根据长期经验,规定出常用的 l/d 的范围,其值见表 7-9。

三、轴承的直径间隙

向心滑动轴承的轴承孔直径 D 与轴颈直径 d 之差叫做直径间隙,以 Δ 表示,即 $\Delta = D - d$,半径间隙为 $\delta = \frac{\Delta}{2}$ 。对于采用铜轴瓦而且要求不高的轴承,一般按 H9/l9 的配合来选取直径间隙。由于轴瓦材料的性质(特别是热膨胀系数)对轴承间隙影响很大,对于要求较高的轴承,应根据所用材料的性质、载荷大小、转速高低等一系列因素综合考虑,适当选择轴承的间隙。表 7-10 列出了一般采用的直径间隙范围以及计算直径间隙值的经验公式。

表 7-9 推荐的轴承长径比 l/d

机 器	轴 承	l/d	机 器	轴 承	l/d
汽车及航空 活塞发动机	曲轴主轴承	0.75~1.75	空气压缩机 及往复式泵	主 轴 承	1.0~2.0
	连杆轴承	0.75~1.75		连 杆 轴 承	1.0~1.25
	活 塞 销	1.5~2.2		活 塞 销	1.2~1.5
柴 油 机	曲轴主轴承	0.6~2.0	电 机	主 轴 承	0.6~1.5
	连杆轴承	0.6~1.5	机 床	主 轴 承	0.8~1.2
	活 塞 销	1.5~2.0	冲 剪 床	主 轴 承	1.0~2.0
铁路车辆	轮轴支承	1.8~2.0	起重设备		1.5~2.0
汽 轮 机	主 轴 承	0.4~1.0	齿轮减速器		1.0~2.0

表 7-10 一般采用的轴承直径间隙

设备类型	摩擦表面		轴承直径间隙 ^① (mm)				平均直径间隙的计算公式(mm)
			轴 承 直 径				
	轴	轴承	12	25	50	125	
精密主轴 $dn < 50000^2$	淬硬 磨削钢	研磨	0.008	0.018	0.030	0.075	$\Delta = 0.0007d + 0.008$
		$\swarrow 0.4$	0.025	0.033	0.056	0.120	
精密主轴 $dn > 5000^2$	同上	同上	0.015	0.025	0.038	0.100	$\Delta = 0.0008d + 0.01$
电机类设备	磨削钢	拉或铰	0.013	0.025	0.050	0.090	$\Delta = 0.0008d + 0.015$
		$\swarrow 0.4 \sim \swarrow 0.8$	0.038	0.050	0.075	0.140	
连续或往复运动的通用机械	车制或 冷轧	钻及铰	0.025	0.038	0.050	0.150	$\Delta = 0.001d + 0.025$
		$\swarrow 0.8 \sim \swarrow 1.5$	0.050	0.064	0.100	0.180	
粗糙工作机械	车制或 冷轧	车制	0.120	0.150	0.200	0.430	$\Delta = 0.003d + 0.1$
		$\swarrow 3 \sim 2$	0.160	0.200	0.300	0.530	

注:1. 仅适用于轴瓦为轴承合金(巴氏合金)的情况。当轴瓦材料为铜合金或铝合金时,间隙值应分别乘以 1.5 或 1.8。
2. d 为轴颈直径,mm; n 为轴颈转速,r/min,故 dn 的单位为 mm·r/min。

四、向心滑动轴承的支承能力及最小油膜厚度

图 7-28 为轴承在工作时轴颈的位置。如图所示,轴承和轴颈的连心线 OO_1 与外载荷 P (载荷作用在轴颈中心上) 的方向形成一偏角 φ 。

直径间隙与轴承公称直径之比称为相对间隙,以 ψ 表示,则

$$\psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{\delta}{r}$$

轴颈在稳定运转时,其中心 O_1 与轴承中心 O 的距离,称为偏心距,用 e 表示。而偏心距与半径间隙的比值,称为相对偏心距,以 x 表示,则

$$x = \frac{e}{\delta}$$

于是由图可见,最小油膜厚度为

$$h_{\min} = \delta - e = \delta(1 - x) = r\psi(1 - x) \quad (7-11)$$

相对偏心距的大小在向心轴承的理论中有着重要的意义,它实际上反映了轴承的承载能力。因为如果载荷及轴颈的转速不同,则轴颈在稳定运转时,其中心 O_1 的位置也不同,其变动的轨迹近似于一个半圆,如图 7-29 所示。理论上, x 的值在 0~1 之间变化。当载荷很小或轴颈转速很高时, x 值接近于 0,此时轴颈中心与轴承中心接近重合,油膜消失,而 $h_{\min} \approx \delta$;当载荷很大或轴颈转速很小时, $x \approx 1$,此时轴颈与轴瓦接触, $h_{\min} = 0$,油膜破坏。实际上,相对偏心距 x 的值一般总在 0.5~0.95 之间。

又由图 7-28a 所示,设由任意极角 φ (由标线 OO_1 算起) 所决定的轴剖面处的油膜厚度为 h ,则因 r 角很小,故 h 可由下式求得:

$$h = \delta - \overline{Oa} = \delta + e \cos \varphi = \delta(1 + x \cos \varphi) \quad (7-12)$$

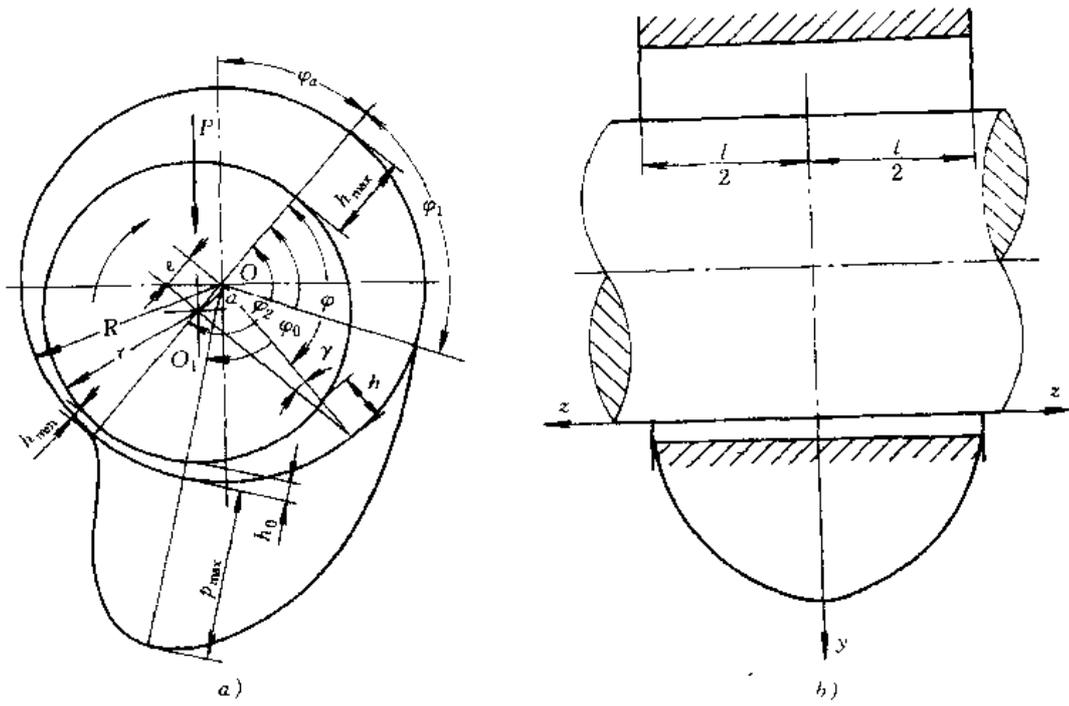


图 7-28 向心滑动轴承工作时轴颈的位置和压力分布

同理, 设压力最大处的油膜厚度为 h_0 , 则得

$$h_0 = \delta(1 + x \cos \varphi_0) \quad (7-13)$$

式中 φ_0 相应于最大压力处的极角。

对于向心滑动轴承, 需将计算动压轴承的基本方程, 即雷诺方程改写成极坐标表达式, 即

$$\text{雷诺方程为 } \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{6\eta v}{h^3} (h - h_0)$$

再代入 $dx = r d\varphi, v = r\omega$ 及 h, h_0 诸值后得

$$\begin{aligned} dp &= 6\eta \frac{\omega}{\varphi^2} \frac{(1 + x \cos \varphi) - (1 + x \cos \varphi_0)}{(1 + x \cos \varphi)^3} d\varphi \\ &= 6\eta \frac{\omega}{\varphi^2} \cdot \frac{x(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + x \cos \varphi)^3} d\varphi \end{aligned}$$

又由图 7-28a 可知, 具有流体动压力的间隙区域起始于 φ_1 , 终止于 φ_2 , 而在对应于 φ_2 的轴剖面以后, 液流进入间隙渐宽的部分, 并开始以紊乱状态流动。为求得轴承中任意剖面处的作用力 P_φ , 则上式在适当的区域内进行多次积分并代入相应的积分条件, 最后整理简化可得对有限宽轴承, 油楔的承载能力为

$$P = \frac{\eta \omega d l}{\varphi^2} C_P \quad (7-14)$$

或 $C_P = \frac{P \varphi^2}{\eta \omega d l} = \frac{P \varphi^2}{2 \eta v l} \quad (7-15)$

C_P 是一个无量纲的量, 称之为轴承的承载量系数。当轴承的包角 ($\alpha = 120^\circ, 180^\circ$ 或 360°) 给定时, 经过一系列换算, C_P 可以表示为

$$C_P \propto \left(x, \frac{l}{d}\right) \quad (7-16)$$

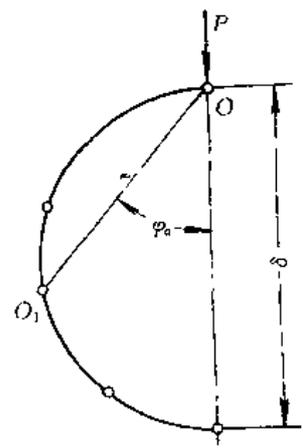


图 7-29 轴承在稳定转动时的轴心轨迹

若轴承是在非承载区内进行无压力供油,且设液体动压力是在轴颈与轴承衬的 180° 的弧内产生的,则不同 x 和 l/d 的 C_P 值见表 7-11。

表 7-11 有限长轴承的承载量系数 C_P

l/d	x													
	0.3	0.4	0.5	0.6	0.65	0.7	0.75	0.80	0.85	0.90	0.925	0.95	0.975	0.99
承 载 量 系 数 C_P														
0.3	0.0522	0.0826	0.128	0.203	0.259	0.347	0.475	0.699	1.122	2.074	3.352	5.73	15.15	50.52
0.4	0.0896	0.141	0.216	0.339	0.431	0.573	0.776	1.079	1.775	3.195	5.055	8.393	21.00	65.26
0.5	0.133	0.209	0.317	0.493	0.622	0.819	1.098	1.572	2.428	4.261	6.615	10.706	25.62	75.86
0.6	0.182	0.283	0.427	0.655	0.819	1.070	1.418	2.001	3.036	5.214	7.956	12.64	29.17	83.21
0.7	0.234	0.361	0.538	0.816	1.014	1.312	1.720	2.399	3.580	6.029	9.072	14.14	31.88	88.90
0.8	0.287	0.439	0.647	0.972	1.199	1.538	1.965	2.754	4.053	6.721	9.992	15.37	33.99	92.89
0.9	0.339	0.515	0.754	1.118	1.371	1.745	2.248	3.067	4.459	7.294	10.753	16.37	35.66	96.35
1.0	0.391	0.589	0.853	1.253	1.528	1.929	2.469	3.372	4.808	7.772	11.38	17.18	37.00	98.95
1.1	0.440	0.658	0.947	1.377	1.669	2.097	2.664	3.580	5.106	8.186	11.91	17.86	38.12	101.15
1.2	0.487	0.723	1.033	1.489	1.796	2.247	2.838	3.787	5.364	8.533	12.35	18.43	39.04	102.90
1.3	0.529	0.784	1.111	1.590	1.912	2.379	2.990	3.968	5.586	8.831	12.73	18.91	39.81	104.42
1.5	0.610	0.891	1.248	1.763	2.099	2.600	3.242	4.266	5.947	9.304	13.34	19.68	41.07	106.84
2.0	0.763	1.091	1.483	2.070	2.446	2.981	3.671	4.778	6.545	10.091	14.34	20.97	43.11	110.79

由式(7-11)的关系可推知,在其他条件不变的情况下, h_{\min} 越小(即 x 愈大),轴承的承载能力 P 就越大。然而,最小油膜厚度是不能无限缩小的,因为它受轴颈和轴承表面粗糙度、轴的刚性及轴承与轴颈的几何形状误差等的限制。由于后几个因素的影响较小,故可忽略轴的刚性及轴颈与轴承几何形状的影响,则最小油膜厚度的最低值,即临界最小油膜厚度 $h_{\min c}$ 将为

$$h_{\min c} = R_{z1} + R_{z2} \quad (7-17)$$

式中 R_{z1} 、 R_{z2} 分别为轴颈及轴承表面的微观不平度十点高度,根据加工情况及制造技术,可按表 7-12 确定。为了提高轴承的承载能力,对于重要的重载轴承,推荐加工的表面粗糙度 $\sqrt{0.1} \sim \sqrt{0.05}$ (对轴颈)和 $\sqrt{0.4} \sim \sqrt{0.2}$ (对轴承孔)。

此外, h_{\min} 还与轴和轴瓦的热变形以及混于润滑油中污物的颗粒大小等有关,因而要精确规定 h_{\min} 的值是困难的。

为了保证轴承的正常工作,在结构上保证轴和轴瓦有足够的刚性,从制造、安装上应保证符合规定的精度,采用良好的密封和过滤装置,保持润滑油的清洁等;另一方面,考虑到以上的因素,为了工作可靠,还须在 $h_{\min c}$ 的基础上加一个裕度,故一般取

$$h_{\min} \geq (1.5 \sim 2.0) h_{\min c} \quad (7-18)$$

若轴承的制造和安装精度高,工作条件好,则取小值,反之应取大值。 h_{\min} 取得过小,固然会影响轴承工作的可靠性;但过大,则使轴承的承载能力得不到充分利用,而且对轴承工作的稳

定性也无好处。

五、轴承的摩擦系数

在液体摩擦中,单位面积上的阻力 τ 是随着相对滑动速度的变化而改变的。因此作用在轴颈表面上的切向阻力也将改变。根据粘性定律,沿着轴颈整个周界上作用的粘滞阻力为

$$F = A\tau = A\eta \frac{dv}{dy} \quad (7-19)$$

式中: A ——油层面积,在所讨论之情况下, $A = \pi dl$;

$\frac{dv}{dy}$ ——沿着油层厚度的速度梯度, $\frac{dv}{dy} = \frac{v}{\delta} = \frac{r\omega}{r\phi} = \frac{\omega}{\phi}$

于是

$$F = \pi dl \frac{\eta\omega}{\phi} \quad (7-20)$$

由摩擦系数的定义可得摩擦系数为

$$f = \frac{F}{P} = \frac{\pi dl \eta \omega}{p dl \phi} = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} = \frac{\pi^2}{30\phi} \cdot \frac{\eta n}{p} \quad (7-21)$$

由上式可见,摩擦系数 f 是 $\eta\omega/p$ 的函数,通常把 $\eta\omega/p$ 称为轴承特性系数。

实验证明,滑动轴承中的摩擦状态是随轴承特性系数 $\eta n/p$ 的变化而转化。由图 7-30 可见,在边界摩擦时,随着轴承特性系数 $\eta n/p$ 的增大, f

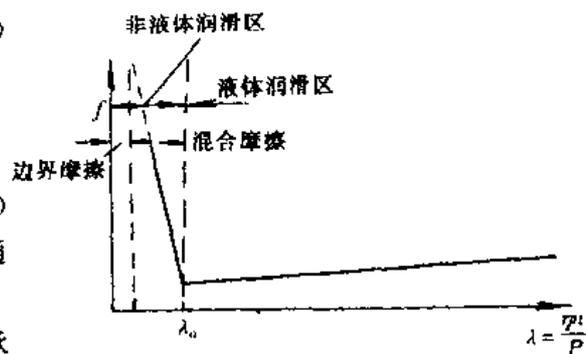


图 7-30 轴承的特性曲线

达到最小值。进入混合摩擦后, $\eta n/p$ 的改变将引起 f 的急剧变化。在刚形成液体摩擦时, f 达到最小值。此后,在液体摩擦状态下,阻力产生于液体内部,所以当转速 n (或油的流速)增大或压力 p (或载荷)下降时,轴承特性系数 $\eta n/p$ 将因之加大,这时摩擦系数 f 亦就相应增大,于是油膜中发热量增多,促使油的粘度下降,因而 $\eta n/p$ 亦随之减小。如此相互抑制,最终会在某一 $\eta n/p$ 值达到平衡。若转速和载荷作用相反,也会得到同样的结果。因此,轴承在液体摩擦条件下工作时是一种稳定状态,当外部工况在一定范围内变动时,对轴承工作能力的不利影响都会自动地得到补偿。

实际上,在轴承正常承载的工作条件下,承载区油层的速度梯度要比偏心距为零的未承载轴承油层的速度梯度大得多,其原因是轴承承载后,承载区的间隙要减小,在该区内形成的液体动压力,将迫使油沿着轴颈运动方向由承载区流出,从而使沿油层厚度的速度分布改变。因此在式(7-21)中要引进考虑上述因素而使摩擦增大的第二项,故

$$f = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\xi \quad (7-22)$$

式中 ξ 为随轴承长径比而变化的系数,对于 $l/d < 1$ 的轴承, $\xi = (\frac{d}{l})^{1.5}$; $l/d \geq 1$ 时, $\xi = 1$ 。利用上式计算时, l, d 单位为 mm , p 的单位为 Pa ; η 单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

为实际计算方便,式(7-22)又可化为

$$f = 3.29 \times 10^2 \frac{d}{\Delta} \frac{\eta n}{p} + 5.5 \times 10^{-4} \frac{\Delta}{d} \xi \quad (7-23)$$

式(7-23)中所用的单位: d 为 mm , Δ 为 μm , η 为 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 。

六、轴承的耗油量

显然,要产生液体摩擦必须充分供油,采用适当方法供油,一方面是为了补充由轴承两端漏出的油量;另一方面,也是为了借助漏出的油量带走一部分摩擦热量,从而使轴承不发生过热现象。

轴承中油的流头是由于轴承中的压力大于外界压力的结果,如在压力下供油,则油流量还会加大。

由流体力学计算单位时间内的耗油量较为复杂;同时耗油量与油沟尺寸、位置有关。因此在轴承设计中,往往利用大量分析计算所给出的、在不同长径比 l/d 时的 $x-Q/(\psi v l d)$ 线图(图 7-31)来确定耗油量。 $Q/(\psi v l d)$ 称为耗油量系数,其中 Q 的单位为 m^3/s , d 、 l 的单位为 m , v 的单位为 m/s 。

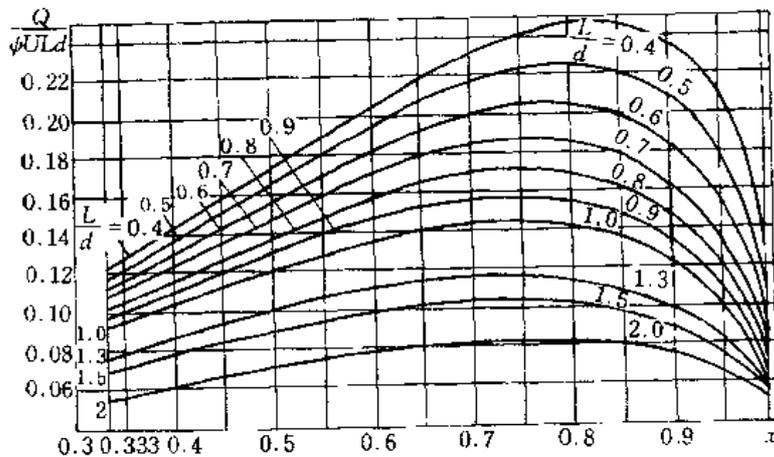


图 7-31 轴承耗油量系数

不必要地过多供油,只会加大阻力,降低轴承的机械效率。

七、轴承的热平衡计算

为了防止轴承的过热,必须进行热平衡计算。轴承中的热量是由摩擦损失的功转变而来的,因此,每秒钟在轴承中产生的热量 H 为

$$H = fPv \quad (7-24a)$$

由流出的油带走的热量为

$$H_1 = Q\rho c(t_0 - t_1) \quad (7-24b)$$

式中: Q ——耗油量,按耗油量系数求出, m^3/s ;

ρ ——润滑油的密度,对矿物油为 $850 \sim 900 \text{kg}/\text{m}^3$;

c ——润滑油的比热,对矿物油为 $1675 \sim 2090 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{C})$;

t_0 ——油的出口温度, $^{\circ}\text{C}$;

t_1 ——油的入口温度,通常由于冷却设备的限制,取为 $35 \sim 40^{\circ}\text{C}$ 。

由轴承的金属表面通过传导和辐射散逸的另一部分热量,采用近似计算为:

$$H_2 = \alpha_s \pi d l (t_0 - t_1) \quad (7-24c)$$

式中: α_s ——轴承的散热系数,随轴承结构的散热条件而定。对于轻型结构的轴承,或周围的介质温度高和难于散热的环境(如轧钢机轴承),取 $\alpha_s = 50 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; 中型结构或一般通风条

件,取 $\alpha_s = 80 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$;在良好冷却条件下(如周围介质温度很低,轴承附近有其它用途的水冷或气冷的冷却设备)工作的重型轴承,可取 $\alpha_s = 140 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ 。

热平衡时, $H = H_1 + H_2$, 即

$$fPv = Q\rho c(t_0 - t_i) + \alpha_s \pi dl(t_0 - t_i)$$

于是得出为了达到热平衡所必需的润滑油温度差 Δt 为

$$\Delta t = t_0 - t_i = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)p}{c\rho\left(\frac{1}{\psi v l d}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi v}}, \text{C} \quad (7-25)$$

注意,式中 p 的单位为 Pa; c 为润滑油的比热,单位为 $\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ 。

式(7-25)只是求出了平均温度差,实际上轴承上各点的温度是不相同的。润滑油从入口到流出轴承,温度逐渐升高。因而在轴承中不同之处的油的粘度也将不同。研究结果表明,在利用式(7-25)计算轴承的承载能力时,可以采用润滑油平均温度时的粘度。润滑油的平均温度 t_m 按下式计算

$$t_m = t_i + \frac{\Delta t}{2} \quad (7-26)$$

为了保证轴承的承载能力,建议平均温度不超过 75°C 。

如果轴承达到热平衡时的平均温度超过了 75°C ,或选择油粘度时假定的温度与计算出的相差较大($>3\sim 5^\circ\text{C}$),则必须改变其它参数重新计算,直到符合要求为止。也可以采取冷却装置以保证温升不大于许用值)。

设计时,通常是先给定平均温度 t_m ,按式(7-25)求出的温升 Δt 来校核油的入口温度 t_i ,即

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2}$$

若 $t_i > 35\sim 40^\circ\text{C}$,则表示轴承热平衡易于建立,轴承的承载能力尚未用尽。此时应降低给定的平均温度,并适当地加大轴瓦及轴颈的表面粗糙度,再行计算。

若 $t_i < 35\sim 40^\circ\text{C}$,则表示轴承不易达到热平衡状态。此时需加大间隙,并适当地降低轴承及轴颈的表面粗糙度,再作计算。

降低轴承温度,最合理的办法是采用加快润滑油的循环来冷却轴承,因此,必须在一定的压力下向轴承供油。为了加强冷却效果,须在轴承非承载区开上附加油沟,以润滑油的循环(图 7-32)。

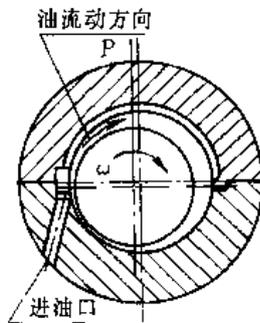


图 7-32 轴承中的附加油槽

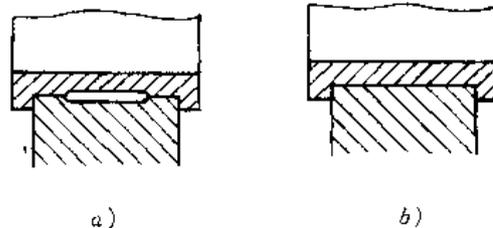


图 7-33 轴瓦与轴承座接触面的结构对比

为了加强热量从轴瓦向轴承座传导,不应在两者之间存在不流动的空气包。因此把轴承座和轴瓦的接触表面中间挖空以减少机械加工量的办法,在温升较高的滑动轴承上使用是不正确的。图 7-32 中给出了错误(图 a)和正确(图 b)结构的对比。

例题 11 设计一液体向心滑动轴承,载荷方向一定,工作情况稳定,采用对开式轴承,作用在轴颈上的载荷 $P=100000\text{N}$,轴颈直径 $d=200\text{mm}$,转速 $n=500\text{r/min}$ 。

解:

1. 选择长径比,计算轴承长度 l

取 $l/d=1$,则得:

$$l=200\text{mm}=0.2\text{m}$$

2. 计算轴承中的压力 p

$$p=\frac{P}{dl}=\frac{100000}{0.2\times 0.2}=2500000\text{Pa}=2.5\text{MPa}$$

3. 求轴承的圆周速度 v

$$v=\frac{\pi dn}{60\times 1000}=\frac{\pi\times 200\times 500}{60\times 1000}=5.23\text{m/s}$$

4. 选择轴瓦的材料

轴瓦选用 ZChSnSb11-6,由表 7-5 查得, $[p]=25\text{MPa}$, $[v]=80\text{m/s}$, $[pv]=20\text{MPa}\cdot\text{m/s}$ 。由此得知:

$$p<[p],v<[v]$$

$$[pv]=2.50\times 5.23=13.08\text{MPa}\cdot\text{m/s}<[pv]$$

故所选材料合用。

5. 选择润滑油

初步选用 50 号机械油,并假定 $t_m=50^\circ\text{C}$ 。参阅图 7-2 可得运动粘度 $N=50\text{cSt}$,取密度 $\rho_{50}=0.9\text{g/cm}^3$ 。

$$\eta_{50}=\rho_{50}N_{50}\times 10^{-3}=0.9\times 50\times 10^{-3}=0.045\text{Pa}\cdot\text{s}$$

6. 计算最小油膜厚度 h_{\min}

由表 7-10,根据通用机械的轴承平均直径间隙计算公式 $\Delta=0.001d+0.025=0.001\times 200+0.025=0.225\text{mm}$,取直径间隙 $\Delta=0.250\text{mm}$,故相对间隙

$$\psi=\frac{\Delta}{d}=\frac{0.250}{200}=0.00125$$

承载量系数

$$C_p=\frac{P\psi^2}{2\eta vl}=\frac{100000\times (0.00125)^2}{2\times 0.045\times 5.23\times 0.2}=1.6598$$

根据 C_p 和 l/d 之值,由表 7-11 插算,得 $x=0.6666$ 。又由式(7-11)求得

$$h_{\min}=r\psi(1-x)=100\times 0.00125\times (1-0.6666)=0.04168\text{mm}=41.68\mu\text{m}$$

7. 求临界的最小油膜厚度 $h_{\min c}$

设轴经淬硬研磨,轴瓦经精镗与刮削,由表 7-12 查得: $R_{z1}=0.0032\text{mm}$, $R_{z2}=0.0063\text{mm}$

表 7-12 加工方法、表面粗糙度及表面微观不平度十点高度 R_z

加工方法	精车或精镗, 中等磨光, 刮 (每平方米厘米内有 1.5~3 个点)		绞、精磨、刮 (每平方米厘米内有 3~5 个点)		钻石刀头镗, 磨		研磨、抛光、超精加工等		
	$\frac{0.2}{\nabla}$	$\frac{1.6}{\nabla}$	$\frac{0.8}{\nabla}$	$\frac{0.4}{\nabla}$	$\frac{0.2}{\nabla}$	$\frac{0.1}{\nabla}$	$\frac{0.05}{\nabla}$	$\frac{0.025}{\nabla}$	$\frac{0.012}{\nabla}$
表面粗糙度等级									
$R_z(\mu\text{m})$	10	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05

由式 7-17 可得

$$h_{\min_c} = R_{z1} + R_{z2} = 0.0032 + 0.0063 = 0.0095\text{mm}$$

$$h_{\min_c} > 2h_{\min_e} = 0.019\text{mm} = 19\mu\text{m}$$

满足轴承工作的可靠性要求。

8. 计算轴承温度

(1) 求摩擦系数 f

因为 $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 500}{60} = 52.3\text{rad/s}$, 且 $\xi = 1$, 故

$$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\psi\xi = \frac{\pi \times 0.045 \times 52.3}{0.00125 \times 2500000} + 0.55 \times 0.00125 \times 1 = 0.003054$$

(2) 确定耗油量系数

根据 $x = 0.6666$ 和 $l/d = 1$, 由图 7-30 的线图查得:

$$\frac{Q}{\psi v l d} = 0.142$$

(3) 确定 Δt

取 $c = 1800\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, $\rho = 870\text{kg/m}^3$, $\alpha_s = 80\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, 于是得:

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q}{\psi v l d}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi v}} = \frac{\frac{0.003054}{0.00125} \times 2500000}{1800 \times 870 \times 0.142 + \frac{\pi \times 80}{0.00125 \times 5.23}} = 23.415^\circ\text{C}$$

润滑油入口温度为

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{23.415}{2} = 38.29^\circ\text{C} \text{ (合适)}$$

9. 选择配合

因 $\Delta = 0.250\text{mm}$, 选择配合 F6/d7 孔为 $\phi 200_{+0.050}^{+0.079}$, 轴为 $\phi 200_{-0.216}^{-0.170}$ 。可见

最大间隙为 $\Delta_{\max} = 0.079 - (-0.216) = 0.295\text{mm}$

最小间隙为 $\Delta_{\min} = 0.050 - (-0.170) = 0.220\text{mm}$

Δ 介于 Δ_{\max} 和 Δ_{\min} 之间, 且接近两者的平均值, 故所选的配合合适。

10. 验算 Δ_{\max} 和 Δ_{\min}

现验算 Δ_{\max} 和 Δ_{\min} 是否满足轴承工作的可靠性要求, 热平衡的要求。若不满足, 就需要重选配合, 直至所选配合在极限直径间隙值的情况下, 满足工作可靠性要求、热平衡要求为止。

(1) $\Delta_{\max} = 0.295\text{mm}$ 时, 相应的 ψ_{\max} 为

$$\psi_{\max} = \frac{\Delta_{\max}}{d} = \frac{0.295}{200} = 0.001475$$

承载量系数

$$C_{P_{\max}} = \frac{P\psi^2}{2\eta vl} = \frac{10000 \times (0.001475)^2}{2 \times 0.045 \times 5.23 \times 0.2} = 2.3111$$

根据 $C_{P_{\max}}$ 和 l/d 之值由表 7-11 插算, 得 $x_1 = 0.7354$, 于是:

$$\begin{aligned} h_{\min_1} &= r\psi_{\max}(1-x_1) = 100 \times 0.001475 \times (1-0.7354) \\ &= 0.03902\text{mm} = 39.02\mu\text{m} > 2h_{\min_c} = 19\mu\text{m} \end{aligned}$$

工作可靠要求满足。

摩擦系数

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{\pi}{\psi_{\max}} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\psi_{\max}\xi = \frac{\pi \times 0.045 \times 52.3}{0.001475 \times 2500000} + 0.55 \times 0.001475 \times 1 \\ &= 0.002816 \end{aligned}$$

又根据 x_1 和 l/d 之值, 由图 7-30 查得 $\frac{Q}{\psi_{\max}vld} = 0.144$, 而 c 和 ρ 值同前, 于是

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= \frac{\left(\frac{f_1}{\psi_{\max}}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q_1}{\psi_{\max}vld}\right) + \frac{\pi\alpha_c}{\psi_{\max}v}} = \frac{\frac{0.002816}{0.001475} \times 2500000}{1800 \times 870 \times 0.144 + \frac{\pi \times 80}{0.001475 \times 5.23}} \\ &= 18.49\text{C} \end{aligned}$$

润滑油入口温度为

$$t_1 = t_m - \frac{\Delta t_1}{2} = 50 - \frac{18.49}{2} = 40.755\text{C}$$

现 t_1 接近 40C , 而热平衡条件满足。

(2) $\Delta_{\min} = 0.220\text{mm}$ 时, 相应之 ψ_{\min} 为

$$\psi_{\min} = \frac{\Delta_{\min}}{d} = \frac{0.22}{200} = 0.0011$$

承载量系数

$$C_{P_{\min}} = \frac{P\psi_{\min}^2}{2\eta vl} = \frac{100000 \times (0.0011)^2}{2 \times 0.045 \times 5.23 \times 0.2} = 1.285$$

根据 $C_{P_{\min}}$ 和 l/d 之值, 由表 7-11 插算, 得 $x_2 = 0.6059$, 于是

$$\begin{aligned} h_{\min_2} &= r\psi_{\min}(1-x_2) = 100 \times 0.0011 \times (1-0.6059) \\ &= 0.04335\text{mm} = 43.35\mu\text{m} > 2h_{\min_c} = 19\mu\text{m} \end{aligned}$$

工作可靠性要求满足。

摩擦系数

$$\begin{aligned} f_2 &= \frac{\pi}{\psi_{\min}} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\psi_{\min}\xi = \frac{\pi \times 0.045 \times 52.3}{0.0011 \times 2500000} + 0.55 \times 0.0011 \times 1 \\ &= 0.003294 \end{aligned}$$

又根据 x_2 和 l/d 之值, 由图 7-30 查得 $\frac{Q}{\psi_{\min}vld} = 0.135$, 而 c 和 ρ 值同前, 则

$$\begin{aligned} \Delta t_2 &= \frac{\left(\frac{f_2}{\psi_{\min}}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q_2}{\psi_{\min}vld}\right) + \frac{\pi\alpha_c}{\psi_{\min}v}} = \frac{\frac{0.003294}{0.0011} \times 2500000}{1800 \times 870 \times 0.135 + \frac{\pi \times 80}{0.0011 \times 5.23}} = 29.344\text{C} \end{aligned}$$

润滑油入口温度为

$$t_{i2} = t_m - \frac{\Delta t_2}{2} = 50 - \frac{29.344}{2} = 35.32^\circ\text{C}$$

因而热平衡条件亦满足。

由上述验算可知,配合的选择是合适的。

例题 12 已知径向轴承包角为 180° , 轴承载荷 $P=0.018\text{MN}$, 轴颈转速 $n=1200\text{r/min}$, 轴承宽度 $l=100\text{mm}$, 轴颈直径 $d=100\text{mm}$, 半径间隙 $\delta=0.05\text{mm}$, 非压力供油, 轴承平均温度 $t_m=60^\circ\text{C}$ 。试求最小油膜厚度, 每分钟补充的润滑油流量、温升和供油温度。

解:

1. 计算最小油膜厚度 h_{\min}

轴承中的压力 p

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{0.018 \times 10^6}{100 \times 100} = 1.8\text{MPa} = 1800000\text{Pa}$$

轴承的相对间隙

$$\phi = \frac{\delta}{r} = \frac{0.05}{50} = 0.001$$

轴颈圆周速度

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 100 \times 1200}{60 \times 1000} = 6.28\text{m/s}$$

选择润滑油 选用 20 号机械油在 $t_m=60^\circ\text{C}$ 时, 由图 7-2 查得运动粘度 $\gamma=15\text{cSt}$, 其动力粘度 $\eta=\gamma\rho$, 取 $\rho=900\text{kG/m}^3$ 得 $\eta=15 \times 10^{-6} \times 900 = 0.0135\text{Pa} \cdot \text{s}$

承载量系数

$$C_p = \frac{P\phi^2}{2\eta vl} = \frac{18000 \times (0.001)^2}{2 \times 0.0135 \times 6.28 \times 0.1} = 1.06$$

根据 C_p 和 l/d , 由表 7-11 插算得 $x=0.53$

最小油膜厚度 h_{\min}

$$h_{\min} = \frac{\phi d}{2}(1-x) = \frac{0.001 \times 100}{2}(1-0.53) = 0.024\text{mm}$$

可按 h_{\min} 计算比较一下。

2. 计算每分钟补充润滑油流量

根据相对偏心距 x 和 l/d 由图 7-30 查得 $\frac{Q}{\phi v l d} = 0.128$, 则得

$$Q = \phi v l d \times 0.128 = 0.001 \times 6.28 \times 0.1 \times 0.1 \times 0.128 = 0.000008\text{m}^3/\text{min}$$

3. 计算油温升 Δt

(1) 求摩擦系数 f

因为 $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 1200}{60} = 125.66\text{rad/s}$, 且 $\xi=1$ 故

$$f = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\phi\xi = \frac{\pi \times 0.0135 \times 125.66}{0.001 \times 1800000} + 0.55 \times 0.001 \times 1 = 0.00355$$

取 $c=1700\text{W/kG} \cdot \text{C}$, $\alpha_i=80\text{W/m}^2 \cdot \text{C}$, $\rho=900\text{kG/m}^3$

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\phi}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q}{\phi v l d}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\phi v}} = \frac{\left(\frac{0.00355}{0.001}\right) \times 1800000}{1700 \times 900 \times 0.128 + \frac{\pi \times 80}{0.001 \times 6.28}} = 27.1 \text{ C}$$

4. 供油温度 t_i

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 60 - \frac{27.1}{2} = 46.55 \text{ C}$$

例题 13 汽轮机的滑动轴承, 转速 $n = 3000 \text{ r/min}$, 径向载荷 $P = 8000 \text{ N}$, 轴承直径 $d = 60 \text{ mm}$, $l/d = 1$ 。试设计轴承的主要参数, 并进行流体动压润滑计算。

解:

1. 由 $l/d = 1$, 得轴承的长度 $l = d = 60 \text{ mm}$

2. 选择轴瓦材料

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{8000}{60 \times 60} = 2.22 \text{ MPa} = 2.22 \times 10^6 \text{ MPa}$$

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 60 \times 3000}{60 \times 1000} = 9.43 \text{ m/s}$$

$$pv = 2.22 \times 9.43 = 20.9 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

采用 ZChSnSb11-6 为轴瓦材料, 由表 7-5 查得:

$$[p] = 25 \text{ MPa}, [v] = 80 \text{ m/s}, [pv] = 20 \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$$

所以选定轴瓦材料能满足要求。

3. 选择润滑油

初步选用 10 号机械油, 并假定润滑油平均温度 $t_m = 50 \text{ C}$, 由图 7-2 查得其运动粘度 $\gamma = 10 \text{ cSt} = 10 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。取 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$, 则其动力粘度

$$\eta = \gamma \rho = 10 \times 10^{-6} \times 900 = 0.009 \text{ N} \cdot \text{s/m}^2 = 0.009 \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

4. 按表 7-10 以外的经验公式选择轴承相对间隙

$$\phi = (0.6 \sim 1) \times 10^{-3} \times \sqrt[3]{v} = (0.6 \sim 1) \times 10^{-3} \times \sqrt[3]{9.43} \\ = (1.05 \sim 1.75) \times 10^{-3}, \text{ 取 } \phi = 0.0012$$

5. 求承载量系数 C_p

$$C_p = \frac{P\phi^2}{2\eta v l} = \frac{8000 \times 0.0012^2}{2 \times 0.009 \times 9.43 \times 0.06} = 1.13$$

根据 C_p 和 l/d , 由表 7-11 查得 $x = 0.58$

6. 计算摩擦系数

因为 $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 3000}{60} = 314.16 \text{ rad/s}$, 且 $\xi = 1$, 则

$$f = \frac{\pi}{\phi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55\phi\xi = \frac{\pi \times 0.009 \times 314.16}{0.0012 \times 2.22 \times 10^6} + 0.55 \times 0.0012 \times 1 \\ = 0.004$$

7. 计算耗油量系数

根据 $x = 0.58$ 和 l/d , 由图 7-30 的线图查得

$$\frac{Q}{\phi v l d} = 0.133$$

8. 求润滑油的温升 Δt

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\phi}\right)p}{c\rho\left(\frac{Q}{\psi v d}\right) + \frac{\pi\alpha_i}{\psi v}} = \frac{\left(\frac{0.004}{0.0012}\right) \times 2.22 \times 10^6}{1700 \times 900 \times 0.133 + \frac{\pi \times 80}{0.0012 \times 9.43}} = 21.6^\circ\text{C}$$

9. 求油的入口温度 t_i

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{21.6}{2} = 39.2^\circ\text{C}$$

按规定 $t_i = 30 \sim 45^\circ\text{C}$, $\Delta t = 30^\circ\text{C}$, $t_m = 75^\circ\text{C}$

所以上面的计算结果都在允许范围内。

10. 求最小油膜厚度 h_{\min}

(1) 最小油膜厚度

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 30 \times 0.0012 \times (1-0.58) = 0.01512\text{mm} = 15.12\mu\text{m}$$

(2) 验算最小油膜厚度

取轴与孔表面粗糙度都是 $\frac{0.8}{\sqrt{\quad}}$, 则表面不平度的平均高度, 由表 7-12 查得: $R_{z1} = R_{z2} =$

3.2 μm

由式(7-17)得:

$$h_{\min_c} = R_{z1} + R_{z2} = 0.0032 + 0.0032 = 0.0064\text{mm}$$

$$h_{\min} > 2h_{\min_c} = 2 \times 0.0064 = 0.0128\text{mm} = 12.8\mu\text{m}$$

满足轴承工作的可靠性要求。

11. 选择配合

半径间隙 $\delta = r\psi = 0.0012 \times 30 = 0.036\text{mm}$

直径间隙 $\Delta = 2\delta = 2 \times 0.036 = 0.072\text{mm}$

可以选用 $\frac{\text{H7}}{\text{e7}}$ 或 $\frac{\text{H8}}{\text{e8}}$, 其最小、最大间隙及计算结果如下表:

计算项目	H8/e8		H7/e7	
	轴、孔公差	$\phi 60 \text{ H8}^{+0.060}$	$\phi 60 \text{ e8}^{-0.060}_{-0.106}$	$\phi 60 \text{ H7}^{+0.030}$
最大、最小直径间隙	$\Delta_{\min} = 0.60$	$\Delta_{\max} = 0.152$	$\Delta_{\min} = 0.060$	$\Delta_{\max} = 0.120$
最大、最小相对间隙	$\psi_{\min} = 0.001$	$\psi_{\max} = 0.00253$	$\psi_{\min} = 0.001$	$\psi_{\max} = 0.002$

由上式可知, 对于所选两种配合的最大、最小相对间隙一共有三种, 下面分别进行计算。在计算中, 设润滑油平均温度 $t_m = 50^\circ\text{C}$, 10 号机械油的动力粘度为 $\eta_{50} = 0.009\text{N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$ 。

计算项目	计算公式	$\psi=0.001$	$\psi=0.002$	$\psi=0.00253$
承载量系数 C_p	$C_p = \frac{P\psi^2}{2\mu v l}$	0.786	3.14	5.03
相对偏心距 x	表 7-11	0.48	0.79	0.85
耗油量系数	表图 7-30	0.12	0.14	0.13
摩擦系数	$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta \omega}{p} + 0.55\phi\epsilon$	0.00455	0.0031	0.00297
润滑油温升 Δt	式(7-25)	45.93℃	30.25℃	12.44℃
最小油膜厚度 h_{min}	$h_{min} = \frac{\psi d}{2}(1-x)$	0.0156mm	0.0128mm	0.011385mm
油膜厚度安全裕度	$h_{min}/h_{minc} = 1.5 \sim 2.0$	2.4375	2	1.78

由上表计算可知,选用 H7/e7 配合时,最大、最小相对间隙时的油膜厚度都可以满足要求,但选用 H8/e8 配合,当相对间隙为最大时油膜厚度不能满足要求,此时可以采用:1)提高轴(或孔)的表面粗糙度;2)降低润滑油入口温度 t_i (如采用冷却装置,加大油箱体积等)。

例题 14 一减速器向心滑动轴承,工作载荷 $P=35000\text{N}$,轴颈直径 $d=100\text{mm}$,轴转速 $n=100\text{r/min}$ 。试设计轴承的主要参数,并进行流体动压润滑计算。

解:

计算项目	计算依据	单 位	计 算 结 果	
			方案 1	方案 2
轴承载荷 P	已知	N	35000	
轴颈直径 d	已知	m	0.1	
长径比 l/d	根据经验确定		1	
轴承长度 l	$l/d=1$	m	0.1	
转速 n	已知	r/min	1000	
轴颈速度 v	$v = \frac{\pi d n}{60}$	m/s	5.24	
轴承压强 p	$p = \frac{P}{dl}$	MPa(N/m ²)	3.5(3.5×10 ⁶)	
轴瓦材料	自定		ZChSnSb11-6 由表 7-5 查得: [p]=25MPa [v]=80m/s [$p v$]=20MPa·m/s	
润滑油牌号	自定		20 号机械油	
设平均油温 t_m	自定	℃	50	
在 t_m ℃ 下油的运动粘度	图 7-2	m ² s(cSt)	20×10 ⁻⁶ (20)	

计算项目	计算依据	单 位	计 算 结 果	
			方案 1	方案 2
在 t_m °C 下油的 动力粘度	$\eta_{50} = \gamma\rho$ (取 $\rho = 900 \text{ kg/m}^3$)	Pa · s	0.018	
相对间隙 ψ	$\psi = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} \times \sqrt[4]{v}$		0.001	0.0015
承载量系数 C_P	$C_P = \frac{P\psi^2}{2\eta v l}$		1.86	4.18
相对偏心距 x	根据 C_P 和 l/d , 由表 7-11		0.69	0.83
最小油膜厚度 h_{\min}	$h_{\min} = \frac{\psi d}{2}(1-x)$		0.0155	0.0128
轴颈表面粗糙度	自选		$\sqrt{0.4}$	
轴颈表面不平度 平均高度	R_{z1} , 由表 7-12	μm	1.6	
轴瓦表面粗糙度	自选		$\sqrt{0.8}$	
轴瓦表面不平度 平均高度	R_{z2} , 由表 7-12	μm	3.2	
安全度	$h_{\min}/h_{\min c} = 1.5 \sim 2$		3.23	2.67
耗油量系数 $\frac{Q}{\psi v l d}$	根据 x 和 l/d , 由图 7-30		0.144	30.133
摩擦系数 f	$\omega = \frac{2\pi n}{60}$	rad/s	10.472	
	$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\xi\psi$		0.58	0.758
润滑油比热 c		J/kg · °C	1700	
润滑油密度 ρ		kG/m ³	960	
散热系数 α_s		J/m ² · s · °C	80	
润滑油温升 Δt	$\Delta t = \frac{(\frac{f}{\psi})p}{c\rho(\frac{Q}{\psi v l d}) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi v}}$	°C	21.13	14.86
润滑油进口温度 t_i **	$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2}$	°C	39.44	42.57
润滑油出口 温度 t_o	$t_o = t_i + \Delta t$	°C	60.57	57.43

结果: 方案 1、2 都能满足要求。

* 由于零件制造公差, 滑动轴承也有偏差。间隙为上偏差时得最大相对间隙 ψ_{\max} , 为下偏差时得最小相对间隙 ψ_{\min} 。实际设计时, 应对这两个状态都计算。

** 要求 t_i 严格控制的轴承(如汽轮机轴承), 则计算 $t_m = t_i + \frac{\Delta t}{2}$, 看是否与假设相符, 如不符, 应重新假设 t_m 再作计算, 直至假设与计算相符为止。

例题 15 设计某齿轮减速器的动压液体摩擦向心滑动轴承。采用对开剖分式轴瓦,非压力供油;径向载荷 $P=2 \times 10^5 \text{N}$,载荷平稳;轴颈直径 $d=200 \text{mm}$,转速 $n=510 \text{r/min}$ 。要求进口油温 $t_1=35 \sim 36^\circ\text{C}$,平均油温 $t_m < 75^\circ\text{C}$ 。轴的材料为 45 号钢。

解:轴承的间隙配合是根据选定的相对间隙 ψ 来确定的,但制造出来的轴颈和轴瓦孔的实际直径尺寸可能是允许偏差范围内的任一尺寸,即实际的相对间隙可能是 ψ_{\max} 至 ψ_{\min} 范围内的任一值。因此,在选择间隙配合后,必须分别按照 ψ_{\max} 和 ψ_{\min} 这两种极限情况进行各项检验,直至完全符合要求为止。

将主要计算步骤、计算依据及结果数据列表如下:

计算项目	计算依据	单位	计算结果	
轴承径向载荷 P	已知	N	2×10^5	
轴颈直径 d	已知	m	0.2	
轴承长径比 l/d	$l/d=1 \sim 2$, 选择 $l/d=1$		1	
轴承长度 l	$l/d=1$	m	0.2	
供油压力	非压力供油		0	
轴颈转速 n	已知	r/min	510	
轴颈圆周速度 v	$v = \frac{\pi d n}{60}$	m/s	5.34	
轴承平均比压 p	$p = \frac{P}{dl}$	$\text{MPa} (\frac{\text{N}}{\text{m}^2})$	$5 (5 \times 10^{-6})$	
轴瓦材料	参考有关资料		铝青铜 ZQPb30, 其许用特性值如下 $[p]=21 \text{MPa}$ $[v]=12 \text{m/s}$ $[pv]=30 \text{MPa} \cdot \text{m/s}$	
轴瓦材料硬度	参阅有关资料	HBS	300	
润滑油牌号	参阅有关资料		汽油机润滑油 HQ-10	
相对间隙 ψ	$\psi = (0.6 \sim 1.0) \times 10^{-3} \times \sqrt[3]{v}$		0.0015 ~ 0.002	
轴颈公称直径 d 及其极限偏差	根据 ψ 值选定	mm	$d = 200_{-0.20}^{+0.15}$	
轴瓦孔公称直径 D 及其极限偏差	根据 ψ 值选定	mm	$D = 200_{+0.15}^{+0.20}$	
			$\psi_{\max} = 0.002$ $\psi_{\min} = 0.0015$	
平均油温 t_m	自定	$^\circ\text{C}$	55	57
在 t_m 下油的动力粘度 η	查有关润滑油图线	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.05	0.045

计算项目	计算依据	单位	计算结果	
承载量系数 C_r	$C_r = \frac{P\psi^2}{2\eta v l}$		7.49	4.68
相对偏心距 x	表 7-11		0.89	0.86
耗油量系数 $\frac{Q}{\psi v l d}$	根据 x 和 l/d , 由图 7-30		0.12	0.129
摩擦系数 f	$\omega = \frac{2\pi n}{60}$		53.4	
	$f = \frac{\pi}{\psi} \cdot \frac{\eta\omega}{p} + 0.55\xi\psi$		0.001184	0.000943
润滑油比热 c		J/kg·C	1900	
润滑油密度 ρ		kG/m ³	875	
轴承散热系数 α_s		J/m ² ·s·C	80	
润滑油温升 Δt	$\Delta t = \frac{(\frac{f}{\psi})p}{c\rho(\frac{Q}{\psi v l d}) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi v}}$	C	38.9	35.65
润滑油进口温度 t_i	$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2}$	C	35.55	35.65
出口油温 t_o	$t_o = t_m + \frac{\Delta t}{2}$	C	74.45	78.35
最小油膜厚度 h_{\min}	$h_{\min} = (1-x)\frac{\psi d}{2}$ (d 单位: μm)	μm	22	21
轴颈表面粗糙度	自选		$\sqrt{0.8}$	
轴颈表面不平度 平均高度 R_{z1}	表 7-12	μm	3.2	
轴瓦孔表面粗糙度	自选		$\sqrt{1.6}$	
轴瓦表面不平度 平均高度 R_{z2}	表 7-12	μm	6.3	
安全裕度	$h_{\min} = (1.5 \sim 2)h_{\min}$		2.3	2.2

注:1. 润滑油牌号和轴承间隙 $\psi = 0.0015 \sim 0.002$ 是经过多次反复试算取定的。

2. 由于标准配合的间隙范围不适用,故采用非标准配合。

例题 16 设计一发电机转子的液体摩擦向心滑动轴承。已知: 载荷 $P = 50000\text{N}$, 轴颈直径 $d = 150\text{mm}$, 转速 $n = 1000\text{r/min}$, 工作情况稳定。

解:

1. 选择长径比, 计算轴承长度 l

取 $l/d = 1$, 得 $l = d = 150\text{mm}$

2. 计算轴承单位压力 p

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{50000}{150 \times 150} = 2.222 \text{MPa}$$

3. 求轴颈圆周速度

$$v = \frac{\pi dn}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 150 \times 1000}{60 \times 1000} = 7.854 \text{m/s}$$

4. 选择轴瓦材料

选用 ZChSnSb11-6, 由表 7-5 知: $[p] = 25 \text{MPa}$, $[v] = 80 \text{m/s}$, $[pv] = 20 \text{MPa} \cdot \text{m/s}$ 。

由上述计算结果知: $p < [p]$, $v < [v]$, 且

$$pv = 2.222 \times 7.854 = 17.45 \text{MPa} \cdot \text{m/s} < [pv],$$

所以选用的材料合适。

5. 选择润滑油

因轴颈转速较高, 宜用粘度低的润滑油, 参考图 7-2 和表 7-2, 选用 20 号机械油, 其 $^{\circ}E_{50} =$

2.6, 利用粘度单位换算公式, 当假定平均温度 $t_m = 50^{\circ}\text{C}$ 时

$$\eta_{50} = 0.0064^{\circ}E_{50} - \frac{0.0055}{^{\circ}E_{50}} = 0.0064 \times 2.6 - \frac{0.0055}{2.6} = 0.0145 \text{N} \cdot \text{s/m}^2$$

6. 求最小油膜厚度

参考表 7-10, 对电机其直径间隙取为:

$$\Delta = 0.0008d + 0.015 = 0.0008 \times 150 + 0.015 = 0.135 \text{mm}$$

$$\text{故 } \psi = \frac{\Delta}{d} = \frac{0.135}{150} = 0.0009$$

载荷系数 C_p

$$C_p = \frac{P\psi^2}{2\eta vl} = \frac{50000 \times (0.0009)^2}{2 \times 0.0145 \times 7.854 \times 0.15} = 1.185$$

根据 C_p 和 l/d 之值, 在表 7-11 中查得 $x = 0.591$ 。于是

$$h_{\min} = r\psi(1-x) = 75 \times 0.0009 \times (1-0.591) = 0.0276 \text{mm} = 27.6 \mu\text{m}$$

7. 求临界的最小油膜厚度

因轴系钢制, 并淬硬精磨, 表面粗糙度为 $\sqrt{0.4}$, 轴瓦用锡基合金, 精镗、刮研, 表面粗糙度为 $\sqrt{0.8}$, 由表 7-12, $R_{z1} = 0.0016 \sim 0.003$, $R_{z2} = 0.0032 \sim 0.0063$, 现取 $R_{z1} = 0.003$, $R_{z2} = 0.005$ 。

$$h_{\min_c} = R_{z1} + R_{z2} = 0.003 + 0.005 = 0.008 \text{mm}$$

∴ $h_{\min} > 2h_{\min_c} = 0.016 \text{mm} = 16 \mu\text{m}$, 满足轴承工作可靠性要求。

8. 求轴承温度

因 $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \times 1000}{60} = 104.7 \text{rad/s}$, 且 $\xi = 1$, 故

$$f = \frac{\pi\eta\omega}{\psi p} + 0.55\psi\xi = \frac{\pi}{0.0009} \cdot \frac{0.0145 \times 104.7}{2222000} + 0.55 \times 0.0009 \times 1 = 0.00288$$

按 $x = 0.591$ 和 $l/d = 1$, 由图 7-30 得 $\frac{Q}{\phi v l d} \approx 0.134$, 并取 $c = 2000 \text{J}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$, $\rho = 900 \text{kg/m}^3$, $\alpha_c = 80 \text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, 于是得:

$$\Delta t = \frac{\left(\frac{f}{\psi}\right)P}{c\rho\left(\frac{Q}{\psi v l d}\right) + \frac{\pi\alpha_s}{\psi v}} = \frac{\left(\frac{0.00288}{0.0009}\right) \times 2222000}{2000 \times 900 \times 0.134 + \frac{\pi \times 80}{0.0009 \times 7.854}} = 25.69 \text{ (C)}$$

润滑油入口温度 t_i

$$t_i = t_m - \frac{\Delta t}{2} = 50 - \frac{25.69}{2} \approx 37.16 \text{ C, 合适。}$$

9. 选择配合

因 $\Delta = 0.135\text{mm}$, 故选择 H9/h9 (相当于 D₉/dc₉) 孔 $\phi 150^{+0.080}$, 轴 $\phi 150_{-0.165}^{+0.060}$, 可见

最大间隙 $\Delta_{\max} = 0.080 - (-0.165) = 0.245\text{mm}$

最小间隙 $\Delta_{\min} = 0 - (-0.060) = 0.060\text{mm}$

Δ 介乎 Δ_{\min} 与 Δ_{\max} 之间, 故所选之配合可用。

习 题

1. 空气压缩机主轴向心轴承, 转速 $n = 300\text{r/min}$, 轴颈直径 $d = 160\text{mm}$, 轴承径向载荷 $F = 50000\text{N}$, 轴承长度 $l = 240\text{mm}$, 试选择该轴承材料, 并按非液体摩擦润滑条件进行校核。

2. 已知一起重机卷筒的滑动轴承所承受的载荷 $P = 10000\text{N}$, 轴的直径 $d = 90\text{mm}$, 轴的转速 $n = 9\text{r/min}$, 轴承材料采用 ZQAl9-4 铸铝青铜, 试设计此滑动轴承。

3. 轴端推力轴承, 轴转速 $n = 300\text{r/min}$, 轴的直径 $d = 125\text{mm}$, 推力轴承内径 $d_1 = 50\text{mm}$, 外径 $d_2 = 120\text{mm}$, 轴向载荷 $P_a = 4000\text{N}$, 试选择轴承材料并进行校核。

4. 如图 7-23 所示旋转起重机的起重量 $Q = 13000\text{N}$, 支架本身重量 $G = 30000\text{N}$, 最大起重臂长 $l = 6\text{m}$, 支架重心位置 $l_1 = 1.5\text{m}$, 旋转支架由两个轴承支持, 上下两个向心轴承之间的距离 $H = 3.5\text{m}$, 立柱材料为 A6 钢, 根据强度及结构要求轴颈直径应大于 100mm , 手推转动, 转速 $n = 5\text{r/min}$, 若选用滑动轴承试确定各轴承的材料及尺寸。

5. 一减速器向心滑动轴承, 工作载荷 $P = 35000\text{N}$, 轴颈直径 $d = 100\text{mm}$, 轴转速 $n = 100\text{r/min}$, 相对间隙 $\psi = 0.02$ 。试选择轴承材料并对轴承进行润滑计算。

6. 船用汽轮机轴承, 轴转速 $n = 1000\text{r/min}$, 轴颈直径 $d = 180\text{mm}$, 轴承长径比 $l/d = 0.6$, $\psi = 0.0015$, 润滑油在轴承中的平均温度为 50C , 采用 HU-46 汽轮机油 ($t_m 50\text{C}$ 时, 其运动粘度 cSt 为 $44 \sim 46$)。求最小油膜厚度、摩擦消耗的功率 kW 和耗油量。

7. 试设计一动压液体摩擦向心滑动轴承。采用对开剖分式轴瓦, 非压力供油, 径向载荷 $P = 50000\text{N}$, 轴颈直径 $d = 150\text{mm}$, 转速 $n = 1000\text{r/min}$, 载荷和转速稳定。

8. 一轴承直径为 200mm , 长度为 100mm , 轴承载荷 $P = 30000\text{N}$, 相对间隙 $\psi = 0.0015$, 转速 $n = 900\text{r/min}$, 要求润滑油平均温度 $t_m = 50\text{C}$, 求选用 10、20、30、40、50 号机械油润滑时, 润滑油的入口温度、最小油膜厚度和摩擦系数。

9. 船用机械的推力轴承, 轴转速 $n = 500\text{r/min}$, 轴向推力 $P_a = 3500\text{N}$, 轴直径 $d = 60\text{mm}$, 根据 $[pv]$ 设计该轴承, 设 $[pv] = 1\text{MPa} \cdot \text{m/s}$, 采用单环推力轴承, 求此推力轴承的轴环外径 d_2 。

10. 液体摩擦向心滑动轴承, 直径为 50mm, 长径比 $l/d=0.8$, 用 30 号机械油润滑, 润滑油平均温度为 50°C , 轴承受径向载荷 $P=4000\text{N}$, 轴转速 $n=1200\text{r/min}$ 。轴承与轴颈采用 H8/e7 配合, 轴承包角 180° 。试求最大及最小相对间隙的入口油温、最小油膜厚度、摩擦系数和润滑油的消耗量。

11. 液体摩擦向心滑动轴承, 轴承直径 $d=80\text{mm}$, 轴承长度 $l=80\text{mm}$, 轴转速 $n=1000\text{r/min}$, 轴承载荷 $P=15000\text{N}$, 试设计此轴承。

12. 设轴与轴承的中心重合, 在间隙中充满润滑油, 油粘度为 ψ , 如果忽略端泄, 证明轴颈表面所受的总摩擦力为

$$P = \pi d l \frac{\eta \omega}{\psi}$$

式中 l ——轴承长度; η ——润滑油动力粘度; ω ——轴颈角速度; ψ ——相对间隙。利用上式推导出摩擦系数如下式所示, 试推导。

$$f = \frac{\pi^2}{30\psi} \cdot \frac{\eta n}{p}$$

式中 $p = \frac{P}{dl}$, P ——径向载荷。

注: 上式称为彼得罗夫公式, $\frac{\eta n}{p}$ 称为轴承特性系数。

滚动轴承

滚动轴承是标准化产品,由专业化的轴承厂设计和生产,供应市场。因此,在进行机械设计时,一般并不设计轴承本身,而是选用滚动轴承,即

一,根据具体工作条件,选择合适的滚动轴承类型,尺寸和精度等级,必要时再进行使用寿命的核算或静强度核算,以保证在一定期限内轴承的工作能力。

二,正确地设计轴承组合,包括选择配置方案,选择固定与调整方法,选择配合种类,确定合理的润滑与密封以及使装拆和维护简易等。

以上两点,是本章的核心。本章的难点是向心推力滚动轴承的计算。

§ 8-1 滚动轴承的基本知识

一、滚动轴承的构造

滚动轴承一般由外圈 1,内圈 2,滚动体 3 和保持架组成(图 8-1)。图中内外圈上的凹槽一方面限制滚动体的轴向移动,起滚道作用;另一方面又能降低球与内,外圈之间的接触应力。保持架的作用是将相邻滚动体隔开,并使滚动体沿滚道均匀分布。轴承工作时轴承内圈和轴颈装配在一起,外圈装在机座或零件的座孔内,通常是内圈随轴一起转动,外圈固定不动。

二、分类

根据滚动体的形状(图 8-2),滚动轴承可分为:

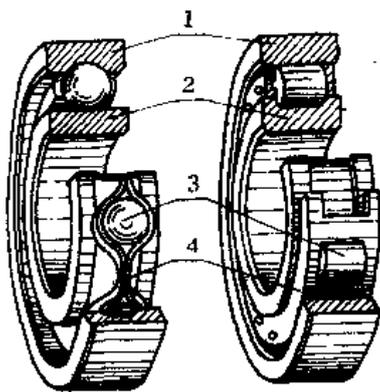


图 8-1 滚动轴承的构造

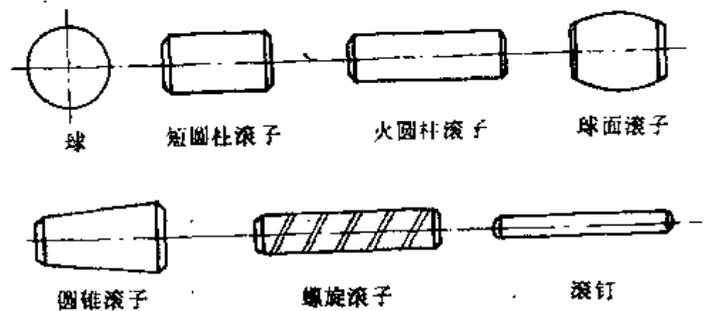


图 8-2 滚动体的形状

1. 球轴承 滚动体为球。

2. 滚子轴承 滚动体为滚子。按滚子的形状又分为短圆柱滚子;长圆柱滚子;球面滚子;圆

锥滚子：螺旋滚子和滚针。

根据滚动轴承所承受载荷的方向，滚动轴承可分为：

1. 向心轴承 主要承受径向载荷的作用。
2. 向心推力轴承 能承受径向和轴向载荷的联合作用。
3. 推力轴承 只能承受轴向载荷。

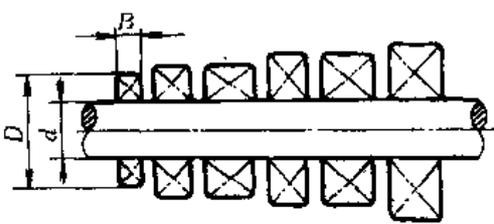
三、滚动轴承的代号

目前，我国应用的滚动轴承绝大多数都已标准化了。由于滚动轴承类型和尺寸繁多，为了便于生产、设计和使用的，国家标准规定了轴承的代号，并打印在轴承的端面上。代号由一个汉语拼音字母及七位数字组成，每位数字所代表的意义如下：

□	×	××	×	×	××
精度 标 记	宽 度 系 列	特 殊 结 构	类 型	外 廓 系 列	内 径

轴承代号数字中数字所代表的意义如表 8-1 所示。

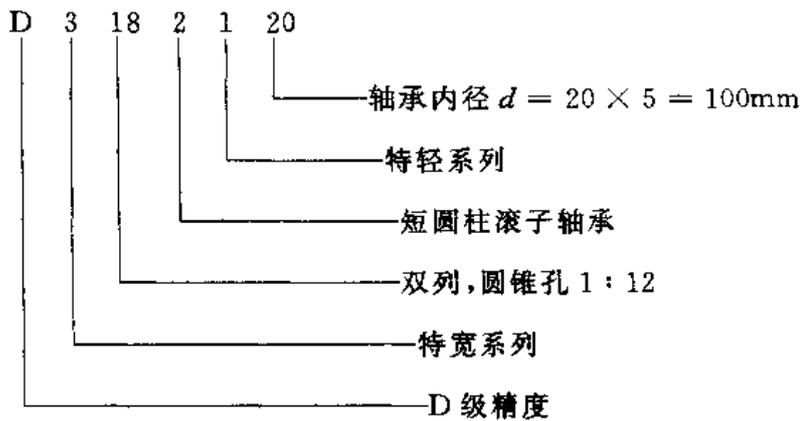
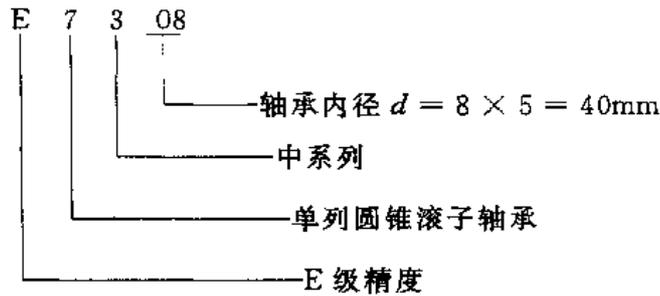
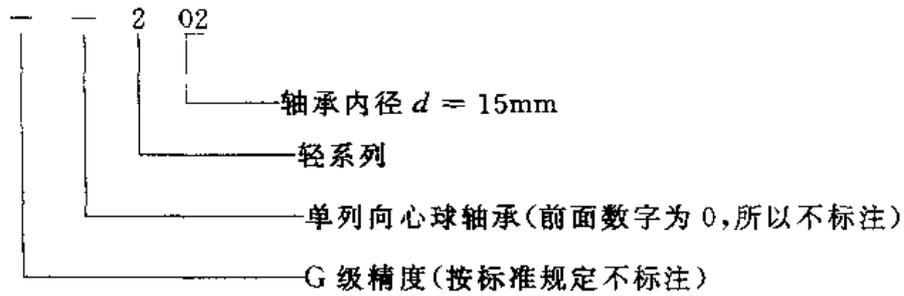
表 8-1 轴承代号中数字所代表的意义

数字位置(自右至左)	数字意义与代号												
第一、二位	表示轴承内径												
	<table style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="border: none;">代 号</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">00</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">01</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">02</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">03</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">04~99</td> </tr> <tr> <td style="border: none;">内径(mm)</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">10</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">12</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">15</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">17</td> <td style="border: 1px solid black; text-align: center;">数字×5</td> </tr> </table>	代 号	00	01	02	03	04~99	内径(mm)	10	12	15	17	数字×5
	代 号	00	01	02	03	04~99							
内径(mm)	10	12	15	17	数字×5								
内径小于 10mm 大于 495mm 的轴承，标准中另有规定													
第 三 位	<p>表示轴承外廓系列(亦称直径系列)。系指轴承内径相同时，具有不同的外径和宽度</p> <div style="text-align: center;">  </div>												
第 四 位	表示轴承类型，以 0~9 表示(见表 8-2)												
第五、六位	表示轴承的特殊结构												
第 七 位	表示宽度系列。系指轴承内径和外径相同时，具有不同的宽度												

轴承代号左边的汉语拼音字母表示轴承的精度等级。我国生产的滚动轴承的精度等级共分四级，即 C(超精密级)，D(精密级)，E(高级)和 G(标准级或普通级)。其中按字母顺序，C 级精度最高，顺次逐步降低。

通常采用的都是对结构，宽度等无特殊要求的 G 级精度的滚动轴承，因此第五，第六和第七位数字以及精度等级都不标准，所以常用轴承的代号只有四位数字，而单列向心球轴承(或称深沟球轴承)则只有三位数字表示。举例如下：

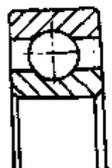
202;E7308;D3182120



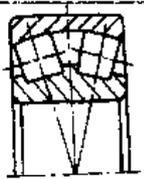
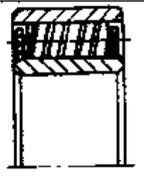
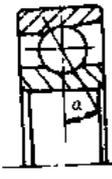
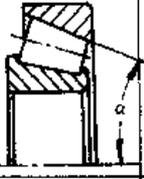
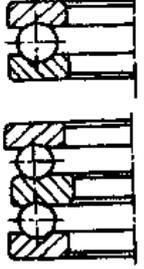
四、滚动轴承的基本类型

我国滚动轴承标准将滚动轴承分为十大基本类型,见表 8-2。

表 8-2 滚动轴承的主要类型和特性

轴承名称、类型代号	极限转速	允许角偏位	主要特性和应用
 单列向心球轴承 0	高	$2' \sim 10'$	主要承受径向载荷,同时也可承受一定量的轴向载荷。当转速很高而轴向载荷不太大时,可代替推力球轴承承受纯轴向载荷
 双列向心球面球轴承 1	中	$2^\circ \sim 3^\circ$	主要承受径向载荷,同时也能承受少量的轴向载荷。因为外圈滚道表面是以轴承中心为中心的球面,故能自动调心

续表

轴承名称、类型代号	极限转速	允许角偏位	主要特性和应用
 单列向心短圆柱滚子轴承 2	较高	$2' \sim 4'$	能承受较大的径向载荷,不能承受轴向载荷。因系线接触,内外圈只允许有极小的相对偏转
 双列向心球面滚子轴承 3	低	$1^\circ \sim 2.5^\circ$	能承受很大的径向载荷和少量轴向载荷,承载能力大,具有自动调心性能
 滚针轴承 4	低	不允许	只能承受径向载荷,承载能力大,径向尺寸特小,一般无保持架,因而滚针间有摩擦,轴承极限转速低。因系线接触,不允许有角偏位。可以不带内圈
 螺旋滚子轴承 5	低	—	滚动体是空心螺旋滚子,弹性好,故适用于承受冲击、振动载荷处,但只能承受径向载荷
 向心推力球轴承 6	较高	$2' \sim 10'$	能同时承受径向、轴向联合载荷,接触角越大,轴向承载能力也越大。接触角 α 有 12° (类型代号为 36000)、 26° (46000)、 36° (66000) 三种。通常成对使用,可以分装于两个支点或同装于一个支点上
 单列圆锥滚子轴承 7	中	$2'$	能同时承受较大的径向、轴向联合载荷。因系线接触,承载能力大于“6”类轴承。接触角有 $\alpha \approx 12^\circ$ (类型代号为 7000)、 $\alpha \approx 26^\circ$ (27000) 两种。内外圈可分离,装拆方便,成对使用
 推力球轴承 8	低	不允许	只能承受轴向载荷,而且载荷作用线必须与轴线相重合,不允许有角偏位。有两种类型: 单列——承受单向推力; 双列——承受双向推力。 高速时,因滚动体离心力大,球与保持架摩擦发热严重,寿命较低,可用于轴向载荷大转速不高之处
 推力向心球面滚子轴承 9	低	$2^\circ \sim 3^\circ$	能同时承受很大的轴向载荷和不大的径向载荷。滚子呈腰鼓形,外圈滚道是球面,故能自动调心

§ 8-2 滚动轴承类型选择

为了正确选择轴承的类型,必须对各类型滚动轴承的特性有充分的了解。表 8-2 中已列出各类轴承特性的简要说明,在此基础上,可参考以下几点进行选择。

一、轴承承受载荷的大小、方向和性质

1. 载荷小而平稳时,宜用球轴承;载荷大,且有冲击时,宜用滚子轴承。

2. 当轴承仅承受径向载荷时,可选用向心球轴承或向心短圆柱滚子轴承;当轴承仅承受轴向载荷时,可选用推力球轴承。

3. 当轴承同时承受轴向载荷和径向载荷作用时,应根据轴向载荷 A 和径向载荷 R 的相对值来考虑。

(1) 当 A 比 R 小很多 ($A \ll R$) 时,可选用向心球轴承。

(2) 当 $A < R$ 时,选用向心推力球轴承(36000, 46000)或圆锥滚子轴承(7000)。

(3) 当 $A > R$ 时,可选用大接触角 β 的向心推力球轴承(66000)和大锥角 β 的圆锥滚子轴承。

(4) 当 A 比 R 大很多 ($A \gg R$) 时,可将推力轴承和向心轴承组合使用,分别承受轴向和径向载荷。

二、轴承的转速

1. 当尺寸、精度相同时,球轴承的极限转速比滚子轴承高,所以球轴承宜用于转速较高的轴上。

2. 受轴向载荷较大(或受纯轴向载荷)的高速轴(轴颈圆周速度 $v > 5\text{m/s}$),最好选用向心推力球轴承,而不用推力球轴承,因转速高时,滚动体的离心力很大,会使轴承工作条件恶化。

三、对轴承的特殊要求

如部件的径向尺寸受到限制而径向载荷又很大时,则选用滚针轴承。对跨距较大或难以保证两轴承孔的同心度的轴和多支点轴,要求轴相对于轴承座能有较大的偏斜,即要求轴承能调心,则应采用向心球面球轴承或向心球面滚子轴承。但必须在轴的两端同时使用,否则将失去调心作用。

四、经济性

普通结构的轴承比特殊结构的轴承价廉;球轴承较圆柱或圆锥滚子轴承价廉;球面滚子轴承最贵。只要能满足基本要求,尽可能选用球轴承。在选择轴承的精度等级时,一般尽可能用普通级,只有对旋转精度有较高要求的部件(磨床主轴,车床主轴等),才采用精度较高的轴承。表 8-3 给出了各种精度的滚动轴承的相对价格,可供选型时参考。

表 8-3 各种精度轴承的相对价格

精度等级	G	F	E	D	C
相对价格	1	1.3	1.8	2.3	7

例题 1 运输机上的斜齿轮减速器主轴(图 8-3),传递功率 $P_1 = 10\text{kW}$,转速 $n_1 = 1450$

r/min。试选择轴承类型。

解：从受力情况看，由于是斜齿轮轴，轴承将受径向载荷 R 和轴向载荷 A 的联合作用 ($R > A$)。因此可以选用单列向心球轴承，单列向心推力球轴承或单列圆锥滚子轴承，但根据传递中小功率 (10kW)，轴向载荷 A 比较小，转速又较高等工作条件，因此采用向心球轴承或向心推力球轴承比较合适。

例题 2 CW6140A 车床主轴 (图 8-4)，该车床的电动机功率为 7.5kW，主轴是高转速为 1800r/min，试选择轴承类型。

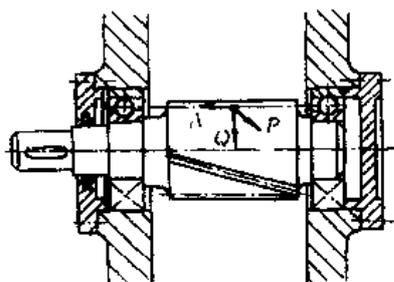


图 8-3 减速器主轴

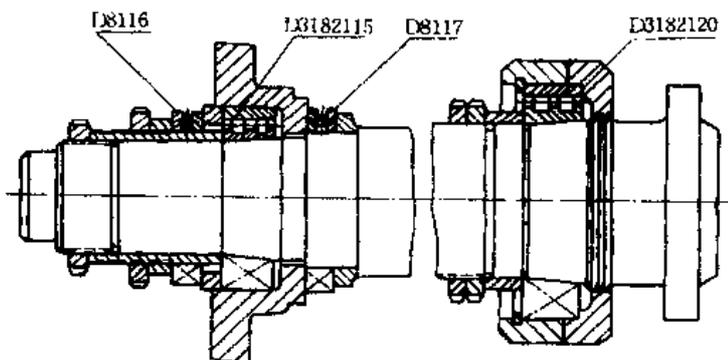


图 8-4 CW6140 车床主轴

解：由于对车床主轴轴承的突出要求是应具有良好的刚性和旋转精度，因此前后轴承分别采用双列向心短圆柱滚子轴承 D3182120 和 D3182115，这种轴承有较大的承载能力和刚度 (比向心推力球轴承高出 5 倍左右)。该轴承内孔做成 1:12 的锥孔，通过装在轴上的套筒和螺母可精确地调整轴承内部的径向间隙，以提高旋转精度。

为了承受轴向力，故选用两个单向推力球轴承 D8116 和 D8117。因推力球轴承的球数比同尺寸向心推力轴承的球数多，故有较好的刚性，但这类轴承的极限转速较低，不能用于转速太高的场合。由于 CW6140A 主轴的最高转速为 1800r/min，而 D8116 轴承的极限转速为 2500r/min，D8117 的极限转速为 2000r/min，都大于主轴的转速，故可满足要求。

例题 3 图 8-5 所示为单级蜗轮减速器的蜗杆轴，试选择轴承类型。

解：轴上的轴向载荷和径向载荷都很大，这时可选用两种轴承分别承受轴向载荷和径向载荷。用两只单列向心短圆柱滚子轴承来承受径向载荷，另外用一只双向推力球轴承来承受全部轴向载荷。这样还可以减少轴承装置的径向尺寸。

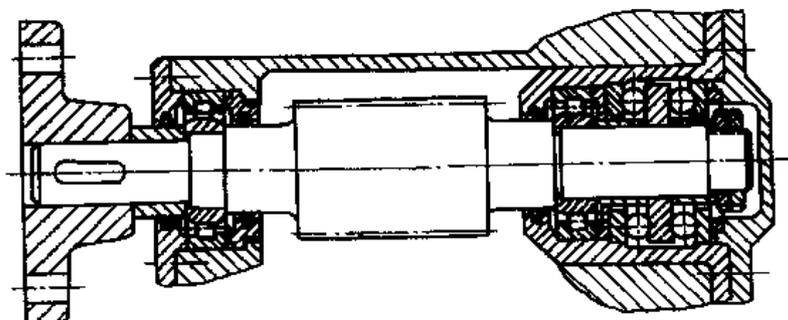


图 8-5 蜗杆轴上的轴承

§ 8-3 滚动轴承的计算

一、滚动轴承的失效形式

1. 疲劳破坏

图 8-6 所示为一单列向心球轴承的受力情况,当轴承受到径向力 R 作用时,上半部几乎不受力,而下半部由于在不同位置的接触点(如 b_0, b_1, b_2)处变形量不同(图中虚线所示),因此受到的载荷大小也不同。在径向力 R 作用线上的接触点(b_0)受载最大($Q_0 > Q_1 > Q_2$)。在转动过程中,滚动轴承中的滚动体和转动内圈上的任一点所承载荷由零变到最大值(Q_0),又由最大值(Q_0)变到零。固定外圈上部滚道不受力,而下部滚道各接触点(如 b_2, b_1, b_0)所受的载荷也由零分别变到 Q_2, Q_1, Q_0 ,继而又变到零。总之,滚动体和内外圈滚道面上均承受周期性脉动载荷的作用,从而产生周期变化的接触应力,当应力

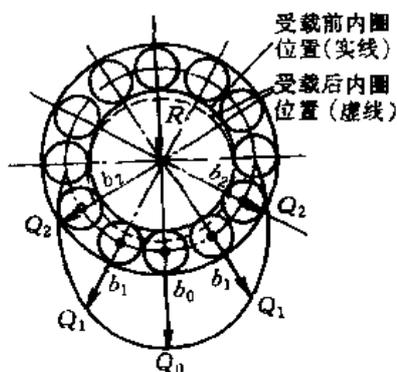


图 8-6 单列向心球轴承受力情况

循环次数达到一定数值后,在滚动体或内外圈滚道工作面上就发生疲劳剥落,即点蚀。轴承由于工作表面上的点蚀破坏,就会加剧机器的振动和噪音,降低旋转精度,从而影响机器的正常工作,这时轴承也就失去了工作能力。一般在轴承工作转速 $n > 10r/min$ 时,疲劳点蚀是一种常见的失效形式。

2. 塑性变形

不回转,缓慢转动或低速旋转($n < 10r/min$)和偶而转动的轴承(如起重机吊钩上的推力轴承),一般不产生点蚀。在很大的静载荷或冲击载荷的作用下,工作表面的局部应力超过材料的屈服极限,在接触面上产生较大的塑性变形(不均匀的凹坑),以致使轴承失效。因此这类轴承的失效形式是塑性变形。

此外还有磨损、保持架破裂、滚动元件退火等失效。

二、滚动轴承寿命的计算方法

1. 额定寿命 L 和额定动载荷 C

轴承在一定的载荷作用下,从开始运转到发生点蚀所经历的总转数,或在一定的转速下所经历的时间(以小时计),称为滚动轴承的寿命。

由于轴承材料、热处理、加工等不可能完全一致,所以即使是同类型、同尺寸的轴承,寿命也不一样。因此通常采用一批(20~30套)相同类型、同一尺寸的轴承,在同样载荷 P 作用下作寿命试验,从而得到其中 90% 的轴承不出现疲劳破坏(点蚀)时的工作总转数(因该值很大,以 10^6 转为单位),此总转数称为该轴承在载荷 P 作用下的额定寿命,以 L 表示。试验表明,轴承在不同载荷 P 的作用下,会得到不同的额定寿命。载荷 P 愈大,额定寿命 L 愈短。图 8-7 所示为 208 轴承的 $P-L$ 关系曲线。曲线上某一点所对应的 P 值,就是 208 轴承在一定的额定寿命 L 下,不产生疲劳破坏(点蚀)时所能承受的载荷。通常把 $L=1(10^6$ 转)时,轴承所能承受的载荷 P 称为额定动载荷,并以 C 表示。由图 8-7 可查得 208 轴承的额定动载荷为 $C=25600N$ 。

每一个轴承的额定动载荷的具体数值,可查阅“滚动轴承样本”。

2. 寿命计算公式

根据轴承疲劳破坏的理论及大量实验分析,可以得到额定寿命 L , 额定动载荷 C 和轴承所承受载荷 P 三者之间的关系:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon \quad (10^6 \text{ 转}) \quad (8-1)$$

上式就是寿命计算的基本公式。式中 ϵ 为寿命指数,对于球轴承 $\epsilon=3$,对于滚子轴承 $\epsilon=\frac{10}{3}$ 。

实际使用时,为了计算方便,用给定转速下的工作小时数 L_h 来表示额定寿命,所以公式(8-1)改写成:

$$L_h = \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon \times \frac{10^6}{60n} = \frac{500 \times 33 \frac{1}{3}}{n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^\epsilon$$

交换上式可得:

$$C = \frac{\left(\frac{L_h}{500}\right)^{\frac{1}{\epsilon}} \times P}{\left(\frac{33 \frac{1}{3}}{n}\right)^{\frac{1}{\epsilon}}}$$

为了简化计算,引进下列系数:

$$\text{寿命系数} \quad f_h = \left(\frac{L_h}{500}\right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$

$$\text{速度系数} \quad f_n = \left(\frac{33 \frac{1}{3}}{n}\right)^{\frac{1}{\epsilon}}$$

考虑到工作中有冲击和振动对轴承寿命的影响,引进动载荷系数 f_d ;对于在 100°C 以上高温下工作的轴承,其额定动载荷要比 100°C 以下的低,因此引进温度系数 f_t 。最后得寿命计算公式:

$$C_j = \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P \quad (8-2)$$

式中 P 为当量动载荷,由轴承具体情况确定。当轴承同时承受轴向力和径向力时,当量动载荷 P 不能直接引用支反力的数值,而要经过一定的换算; C_j 为轴承所需的额定动载荷的计算值。

寿命系数 f_h 和速度系数 f_n 之值,见本章附表 8-1、附表 8-2;动载荷系数 f_d ,温度系数 f_t 之值见表 8-4,表 8-5。

表 8-4 动载荷系数 f_d

载 荷 性 质	应 用 范 围 举 例	f_d
平稳或有轻微冲击	电动机、汽轮机、通风机等	1.0~1.2
中等冲击	减速器、机床、传动装置、空气压缩机等	1.2~1.5
剧烈冲击	粉碎机、轧钢机	1.5~3.0

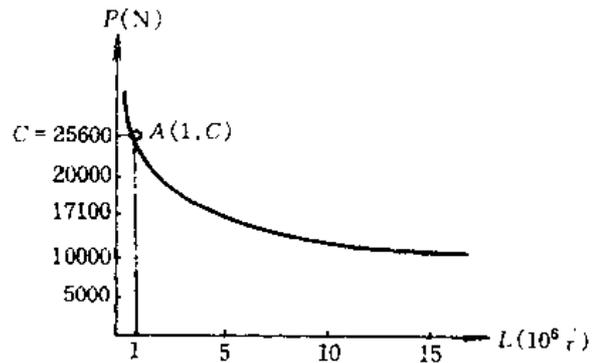


图 8-7 208 轴承的载荷—寿命曲线

表 8-5 温度系数 f_t

轴承温度 C	100	125	150	175	200	225	250	300	350
f_t	1.00	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.60	0.50

3. 当量动载荷 P 的确定

在《滚动轴承产品样本》(第一机械工业部编)中所列出的 C 值(额定动载荷),是在向心轴承只承受径向载荷 R ,推力轴承只承受轴向载荷 A 的特定条件下得到的。在实际工作的轴承上,往往同时受到径向力 R 和轴向力 F_a 的联合作用,因此必须将径向力 R 和轴向力 F_a 换算成当量动载荷 P ,轴承在此当量动载荷 P 作用下的寿命与实际作用力 R 、 F_a 联合作用下的寿命相同。

对于圆柱滚子轴承和滚针轴承,由于只能承受径向力 R ,所以它们的当量动载荷 $P=R$;对于推力球轴承,由于只能承受轴向力 A ,所以当量动载荷 $P=A$;对于向心推力球轴承和圆锥滚子轴承,以及同时承受径向力 R 和轴向力(作用在轴上的轴向载荷) A 的向心球轴承,其当量动载荷:

$$P = XR + YF_a \tag{8-3}$$

式中 R 为轴承受到的径向力; F_a 为轴承实际受到的轴向力,对于向心球轴承 $F_a=A$,对于向心推力球轴承和圆锥滚子轴承 $F_a \neq A$; X 为径向系数, Y 为轴向系数, X, Y 的数值和比值 $\frac{F_a}{R}$ 有关,可从附表 8-3 选取。

下面分析向心推力球轴承和圆锥滚子轴承实际受到的轴向力 F_a :

(1) 附加轴向力(又称派生轴向力) S

向心轴承在径向载荷 R 的作用下,外圈滚道作用在滚动体上的反力垂直于轴承的轴线,如图 8-8a 所示;而向心推力轴承在径向载荷 R 的作用下,外圈对滚动体的反力要偏斜一接触角 β 。因此,除径向反力外,还产生一附加轴向力 S (图 8-8b)。

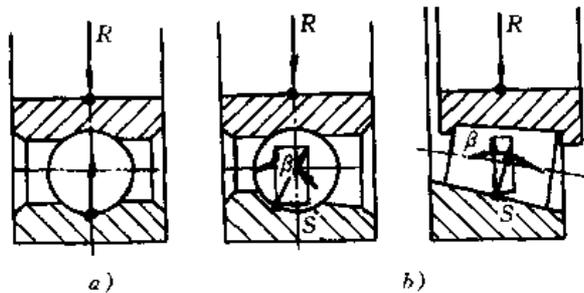


图 8-8 附加轴向力 S

各类向心推力轴承附加轴向力 S 的近似计算公式见表 8-6。

表 8-6 向心推力轴承附加轴向力 S

圆锥滚子轴承	向心推力轴承(角接触轴承)		
	3600($\beta=15^\circ$)	4600($\beta=25^\circ$)	6600($\beta=40^\circ$)
$S=R/(0.8\text{ctg}\beta)$	$S=0.4R$	$S=0.7R$	$S=R$

(2) 实际轴向力 F_d

如图 8-9 所示的向心推力轴承, 如果两轴承的附加轴向力分别为 S_1 和 S_2 , 而外加的轴向力为 A , 则按 S_1, S_2 的大小, 可分为下列两种情况, 并根据轴的平衡条件可得:

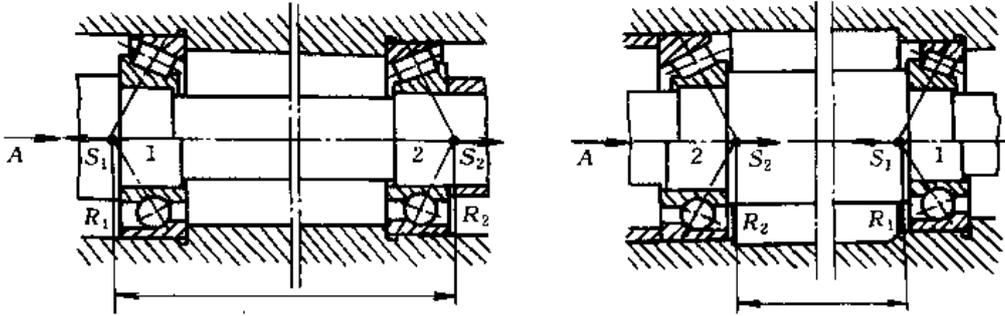


图 8-9 轴承实际所受轴向力

i) 当 $S_1 \leq A + S_2$ 时, 轴承 1 被“压紧”, 轴承 2 被“放松”, 两轴承实际上所受的轴向力

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= A + S_2 \\ F_{a2} &= S_2 \end{aligned} \right\} \quad (8-4)$$

ii) 当 $S_1 > A + S_2$ 时, 轴承 2 被“压紧”, 轴承 1 被“放松”, 两轴承实际上所受的轴向力

$$\left. \begin{aligned} F_{a1} &= S_1 \\ F_{a2} &= S_1 - A \end{aligned} \right\} \quad (8-5)$$

如果外加轴向力 A 与图 8-9 所示的方向相反, 则应将轴承 1 和轴承 2 的标号对调, 实际轴向力仍可按式 (8-4), 式 (8-5) 进行计算, 并也适用于 $A=0$ 的特殊情形。

通常在应用公式 (8-2) 时, 先根据轴承实际所受的载荷, 求出当量动载荷 P , 然后根据转速 n , 寿命 L_h 和轴承工作条件, 确定各系数 f_n, f_L, f_d 及 f_t 值, 便可求出轴承所需的额定动载荷值 C_r , 然而由《滚动轴承产品样本》(第一机械工业部编) 中确定所选轴承型号, 应当使所选型号轴承的额定动载荷 C , 大于或等于用公式计算出的 C_r , 即 $C \geq C_r$ 。

例题 4 一轴上装有两个单列向心球轴承 (图 8-10)。轴的转速 $n=2000\text{r/min}$, 要求轴承寿命 $L_h=10000$ 小时。轴上装有三角胶带轮和直齿圆柱齿轮。已知胶带作用在轴上的载荷 $Q=$

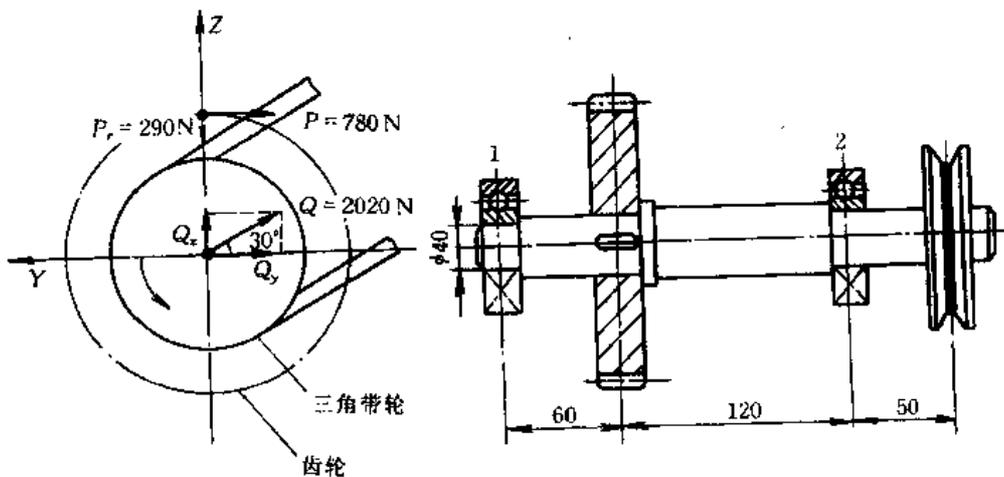


图 8-10 传动轴

2020N, 齿轮上的圆周力 $P=780\text{N}$, 径向力 $P_r=290\text{N}$ 。各力方向如图所示, 试选择轴承型号。

解: 1. 轴承受力分析

先画出轴承的受力图, 如图 8-11 所示。图中 $P=780\text{N}$, $P_r=290\text{N}$, $Q_y=Q \cdot \cos 30^\circ=2020 \times 0.866=1750\text{N}$, $Q_x=Q \sin 30^\circ=2020 \times 0.5=1010\text{N}$ 。然后计算轴承 1 和 2 所受的阻力。

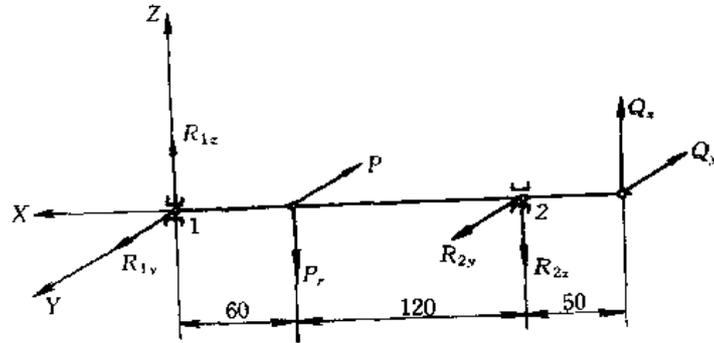


图 8-11 轴的受力图

受力大小:

$$\begin{aligned} R_{1z} &= \frac{50Q_x + 120P_r}{180} \\ &= \frac{50 \times 1010 + 120 \times 290}{180} \\ &= 474\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{2z} &= R_{1z} + Q_x - P_r \\ &= 474 + 1010 - 290 \\ &= 1.194\text{kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{1y} &= \frac{120P - 50Q_y}{180} \\ &= \frac{120 \times 780 - 50 \times 1750}{180} \\ &= 33.9\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{2y} &= P + Q_y - R_{1y} \\ &= 780 + 1750 - 33.9 \\ &= 2.496\text{kN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{轴承 1 } R_1 &= \sqrt{R_{1y}^2 + R_{1z}^2} \\ &= \sqrt{33.9^2 + 474^2} \\ &= 475\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{轴承 2 } R_2 &= \sqrt{R_{2y}^2 + R_{2z}^2} \\ &= \sqrt{2496^2 + 1194^2} \\ &= 2761\text{N} \\ &= 2.761\text{kN} \end{aligned}$$

2. 确定轴承所需的额定动载荷 C

由于采用单列向心球轴承, 且轴向力 $A=0$, 所以当量动载荷 $P=R_2=2761\text{N}$ (因两轴承的

型号相同,故只须计算受力大的轴承 2)。

对于一般的传动装置,可采用动载荷系数 $f_d=1.5$;由附表 8-1 和附表 8-2 分别查得 $f_L=2.71$ 和 $f_n=0.255$;此轴承的工作温度低于 100°C ,故取 $f_t=1$ 。将这些系数和当量动载荷代入公式(8-2)得:

$$\begin{aligned} C_j &= \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} P \\ &= \frac{2.71 \times 1.5}{0.255 \times 1} \times 2761 \\ &= 44000\text{N} = 44\text{kN} \end{aligned}$$

3. 选择轴承型号

按 $d=40\text{mm}$ 和 $C>C_j$ 的要求,由设计手册查得应选用 408 轴承,它的额定动载荷 $C=50.3\text{kN}$,能符合要求。

例题 5 根据某机器的工作条件,准备选用 313 单列向心球轴承,已知轴承所受径向力 $R=5.5\text{kN}$,轴向力 $A=2.7\text{kN}$ 。转速 $n=1250\text{r}/\text{min}$,运转过程中受轻微冲击,要求 $L_h=5000$ 小时,问所选轴承是否合适?

解:单列向心球轴承同时受有径向力和轴向力作用时,需按公式(8-3)计算当量动载荷 P ($P=XR+YF_a$)。现已知 $R=5.5\text{kN}$, $F_a=A=2.7\text{kN}$ 。对于单列向心球轴承,在确定系数 X 和 Y 值时,需先根据 $\frac{F_a}{C_0}$ 的大小,由滚动轴承尺寸表(本章附表 8-3)中查得一个判别系数 e ,再将 $\frac{F_a}{R}$ 值与 e 值相比,从而确定 X 和 Y 值(C_0 为额定静载荷,由轴承手册中查得)。

1. 确定径向系数 X 和轴向系数 Y

由轴承手册中查得 313 轴承 $C_0=56.7\text{kN}$, $C=72.6\text{kN}$,则得 $\frac{F_a}{C_0} = \frac{2700}{56700} = 0.048$,查附表 8-3 得 $e=0.248$ 。

因为 $\frac{F_a}{R} = \frac{2700}{5500} = 0.49 > e$,所以 $X=0.56$, $Y=1.74$ 。

2. 计算当量动载荷 P

$$\begin{aligned} P &= XR + YF_a \\ &= 0.56 \times 5500 + 1.74 \times 2700 \\ &= 7780\text{N} = 7.78\text{kN} \end{aligned}$$

3. 计算 C_j

$$C_j = \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P$$

由附表 8-1,8-2 查得 $f_h=2.15$, $f_n=0.299$;由表 8-4 取 $f_d=1.2$,考虑工作温度低于 100°C ,故取 $f_t=1$,代入上式得:

$$\begin{aligned} C_j &= \frac{2.15 \times 1.2}{0.299 \times 1} \times 7780 \\ &= 67100\text{N} = 67.1\text{kN} \end{aligned}$$

由于 313 轴承 $C=72.6\text{kN} > C_j=67.1\text{kN}$,故该轴承合适。

例题 6 一圆柱斜齿轮减速器主轴(图 8-12),载荷有轻微冲击,决定采用两个单列向心

球轴承。已知轴颈直径 $d=40\text{mm}$ ，轴承所受的径向力 $R=2.3\text{kN}$ ，轴向力 $A=600\text{N}$ ，要求寿命 $L_h=14000$ 小时，转速 $n=950\text{r/min}$ ，试选择滚动轴承型号。

解：根据已给定的条件：

采用两个单列向心球轴承，且轴颈直径为 $d=40\text{mm}$ 。

因此可以初步选择 208 轴承。

因 208 轴承无附加轴向力，故实际轴向力 $F_a=A=600\text{N}$ 。由轴承手册查得，208 轴承的额定动载荷 $C=25.6\text{kN}$ ，额定静载荷 $C_0=18.1\text{kN}$ 。

由 $\frac{F_a}{C_0} = \frac{600}{18100} = 0.0332$ ，查附表 8-3 得 $e=0.23$ ，因 $\frac{F_a}{R} = \frac{600}{2300} = 0.26 > e=0.23$ ，所以 $X=0.56, Y=1.9$ 。因此，运用公式(8-3)即可求得当量动载荷：

$$\begin{aligned} P &= XR + YF_a \\ &= 0.56 \times 2.300 + 1.9 \times 600 \\ &= 2430\text{N} = 2.43\text{kN} \end{aligned}$$

因为载荷有轻微冲击，故由表 8-4 查得 $f_d=1.2$ ；根据转速 $n=950\text{r/min}$ ，寿命 $L_h=14000$ 小时，分别查附表 8-1 及附表 8-2 可得系数 $f_n=0.328, f_h=3.04$ ；因轴承的工作温度低于 100C ，故从表 8-5 查得系数 $f_t=1$ 。运用公式(8-2)即可求得额定动载荷的计算值：

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P \\ &= \frac{3.04 \times 1.2}{0.328 \times 1} \times 2430 \\ &= 27000\text{N} \\ &= 27\text{kN} > C = 25.6\text{kN} \end{aligned}$$

所以选用 208 轴承不合适。

2. 重新选择轴承型号

选 308 轴承，则 $C=32\text{kN}, C_0=22.7\text{kN}$ ，因 $\frac{F_a}{C_0} = \frac{600}{22700} = 0.0264$ ，故 $e=0.22$ ；又因 $\frac{F_a}{R} = \frac{600}{2300} = 0.26 > e=0.22$ ，所以 $X=0.56, Y=2.0$ ，因此，当量动载荷：

$$\begin{aligned} P &= XR + YF_a \\ &= 0.56 \times 2300 + 2 \times 600 \\ &= 2490\text{N} = 2.49\text{kN} \end{aligned}$$

额定动载荷的计算值：

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P \\ &= \frac{3.04 \times 1.2}{0.328 \times 1} \times 2490 \\ &= 27700\text{N} \\ &= 27.7\text{kN} < C = 32\text{kN} \end{aligned}$$

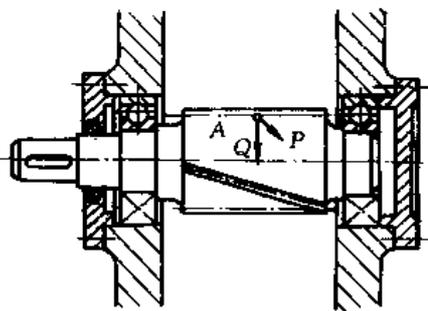


图 8-12 减速器主轴

故最后选定 308 轴承。

例题 7 如图 8-13 所示,轴上装有两个单列向心推力球轴承。轴承上受到的径向力 $R_1 = 1\text{kN}$ 、 $R_2 = 2.1\text{kN}$,轴上的轴向载荷 $A = 900\text{N}$ 。轴颈的直径为 $d = 35\text{mm}$,转速 $n = 3000\text{r/min}$ 。运转过程中承受中等冲击载荷,要求寿命 $L_h = 2000$ 小时,试选择轴承型号。

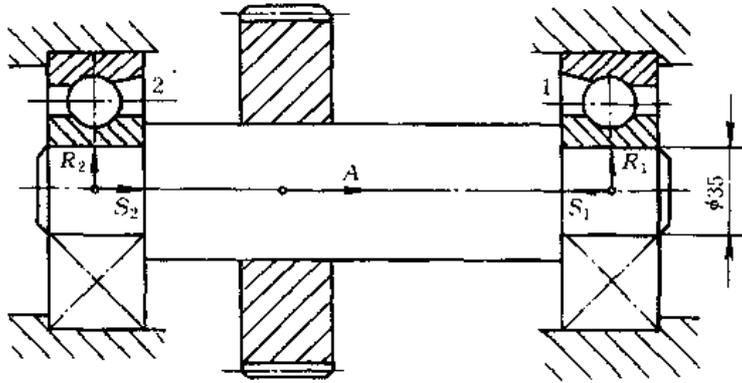


图 8-13 轴的受力图

解:1. 选用 46000 型轴承,接触角 $\beta = 25^\circ$

由表 8-6 计算附加轴向力 S :

$$S_1 = 0.7R_1 = 0.7 \times 1000 = 700\text{N}$$

$$S_2 = 0.7R_2 = 0.7 \times 2100 = 1470\text{N}$$

因为 $S_2 + A = 1470 + 900$

$$= 2370\text{N} > S_1 = 700\text{N}$$

所以轴承 1 被“压紧”,轴承 2“放松”,故面

$$F_{a1} = S_1 + A = 2.37\text{kN}$$

$$F_{a2} = S_2 = 1.47\text{kN}$$

2. 确定轴承所需的额定动载荷 C ,

轴承 1 的当量动载荷 P_1 :

$$\text{因为 } \frac{F_{a1}}{R_1} = \frac{2370}{1000} = 2.37 > e = 0.7$$

所以 $X_1 = 0.41, Y_1 = 0.85$

$$P_1 = XR_1 + YF_a = 0.41 \times 1000 + 0.85 \times 2370 = 2.43\text{kN}$$

轴承 2 的当量动载荷 P_2 :

$$\text{因为 } \frac{F_{a2}}{R_2} = \frac{1470}{2100} = 0.7 = e,$$

所以 $P_2 = R_2 = 2100\text{N}$

由表 8-4 查得 $f_d = 1.5, f_t = 1$,由附表 8-1 附表 8-2 查得 $f_h = 1.59, f_n = 0.223$ 。

所以:

$$C_H = \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P_1 = \frac{1.59 \times 1.5}{0.223 \times 1} \times 2430$$

$$= 26\text{kN}$$

$$C_H = \frac{f_h \cdot f_d}{f_n \cdot f_t} \cdot P_2 = \frac{1.59 \times 1.5}{0.223 \times 1} \times 2100$$

$$= 22.46 \text{ kN}$$

3. 选用一对 46307 轴承, $C = 33.4 \text{ kN}$

因为 $C = 33.4 \text{ kN} > C_{j1} = 26 \text{ kN}$

$$C = 33.4 \text{ kN} > C_{j2} = 22.45 \text{ kN}$$

故选 46307 轴承合适。

三、滚动轴承的静载荷计算

不回转, 缓慢摆动或低速动转 ($n < 1 \sim 10 \text{ r/min}$) 和偶而转动的轴承, 其允许载荷取决于滚动轴承接触面的塑性变形, 而不取决于材料的接触疲劳强度。此时, 应该按静载荷选择轴承的尺寸。对于 $n > 10 \text{ r/min}$ 的轴承, 如果作用力变动较大, 尤其是受重大冲击载荷的轴承, 也需要按静载荷进行验算。

轴承的静载荷计算公式为:

$$C_{0j} = n_0 P_0 \quad (8-6)$$

式中 P_0 为当量静载荷; n_0 为安全系数 (见表 8-7); C_{0j} 为轴承所需的额定静载荷计算值。

当轴承上同时作用有径向载荷和轴向载荷时, 当量静载荷 P_0 可按下列式计算:

$$P_0 = X_0 R + Y_0 F_a \quad (8-7)$$

式中 X_0 为径向系数; Y_0 为轴向系数。 X_0 和 Y_0 的数值可从轴承手册中选取。

当按静载荷选择轴承尺寸时, 需满足以下条件:

$$C_0 \geq C_{0j} \quad (8-8)$$

式中 C_0 为轴承的额定静载荷。当此载荷作用于轴承时, 受载最大的滚动体与套圈滚道 (内、外圈中较弱者) 的塑性变形量之和为滚动体直径的 $1/10000$ 。各种型号轴承的 C_0 值, 可由《滚动轴承产品样本》查得, 或参阅有关手册。

表 8-7 静载荷安全系数 n_0

	使用要求及载荷性质	n_0
旋转轴承	对旋转精度和平稳运转要求较低, 或基本上消除了冲击和振动	0.5~0.8
	一般工作情况, 对旋转精度和平稳性要求一般	1.0
	工作时有显著的冲击载荷	1.5~2
	对旋转精度和平稳性运转要求很高	2~2.5
不转动或摆动的轴承	水坝闸门装置	≥ 1
	吊桥	≥ 1.5
	吊钩轴承	附加动载荷不大的大型起重机 ≥ 1 附加动载荷相当大的小型起重机 ≥ 1.6
推力向心球面滚子轴承		≥ 2

例题 8 已知起重机吊钩上所采用的轴承为 8309 推力球轴承。该轴承承受轴向载荷 $A = 50 \text{ kN}$, 试验算该轴承是否合适?

解: 当量静载荷 $P_0 = A = 50 \text{ kN}$, 由表 13-7 选取安全系数 $n_0 = 2$ 得

$$C_{0r} = n_3 P_0 = 2 \times 50 = 100 \text{ kN}.$$

由轴承手册查得 8309 轴承 $C_0 = 122.5 \text{ kN} > C_{0r} = 100 \text{ kN}$, 所以该轴承合适。

§ 8-4 变工况下滚动轴承的计算

上节中所述的轴承寿命计算方法, 适用于载荷和转速不变的工况。如果在使用期限内工况变化, 则应按疲劳损伤累积假说来计算。

现设轴承受当量动载荷 P_1 且转速为 n_1 时, 额定寿命为 L_{h1} , 而实际受载时间占全部寿命 L_h 的百分率为 x_1 , 即这种工况下实际工作为 $x_1 L_h$ 小时, 则损伤率为 $x_1 L_h / L_{h1}$ 。同样, 受载 P_2 且转速为 n_2 时, 算出额定寿命为 L_{h2} , 而这种工况下实际工作为 $x_2 L_h$ 小时, 则相应的损伤率为 $x_2 L_h / L_{h2} \dots$ 。于是, 按疲劳损伤累积假说, 有

$$\frac{x_1 L_h}{L_{h1}} + \frac{x_2 L_h}{L_{h2}} + \frac{x_3 L_h}{L_{h3}} + \dots = 1 \quad (8-9)$$

则轴承的寿命为

$$L_h = \frac{1}{\frac{x_1}{L_{h1}} + \frac{x_2}{L_{h2}} + \frac{x_3}{L_{h3}} + \dots} \quad (8-10)$$

例题 9 某支承采用单列向心短圆柱滚子轴承, 代号为 2218。有中等冲击, 工作温度小于 100°C 。在变工况下工作, 工况如下:

当量动载荷 $P(\text{N})$	转速 (r/min)	工作时间
23000	900	30% 的时间
15000	650	10% 的时间
5000	1100	60% 的时间

试求此轴承的寿命。

解: 此题轴承型号已知, 属验算性质, 故应先查出该轴承的有关参数, 然后再计算。

由手册查得 2218 轴承的额定动载荷 $C = 13.8 \text{ kN}$, 额定静载荷 $C_0 = 10.6 \text{ kN}$, 脂润滑的极限转速为 3400 r/min 。工作温度小于 100°C , 所以 $f_t = 1$, 载荷系数 $f_d = 1.5$ 。因 $P_1 = 23000 \text{ N}$, $n_1 = 900 \text{ r/min}$, 由附表 8-1 查得 $f_{n1} = 0.372$, 所以

$$\begin{aligned} f_{h1} &= \frac{C f_{n1} \cdot f_t}{P_1 \cdot f_d} = \frac{138000 \times 0.372 \times 1}{23000 \times 1.5} \\ &= 1.488 \end{aligned}$$

由附表 8-2, 查得 $L_{h1} = 1890$ 小时

同理

$$\begin{aligned} f_{h2} &= \frac{C f_{n2} \cdot f_t}{P_2 \cdot f_d} = \frac{138000 \times 0.410 \times 1}{15000 \times 1.5} \\ &= 2.515 \end{aligned}$$

由附表 8-2 查得 $L_{h2} = 10900$ 小时

$$f_{h3} = \frac{C f_{n3} \cdot f_t}{P_3 \cdot f_d} = \frac{138000 \times 0.350 \times 1}{5000 \times 1.5}$$

$$=6.44$$

由附表 8-2, 查不出 L_{h3} , 可用式 (8-2) 计算出 $L_{h3}=249000$ 小时。

由式 (8-10), 得

$$\begin{aligned} L_h &= \frac{1}{\frac{x_1}{L_{h1}} + \frac{x_2}{L_{h2}} + \dots} \\ &= \frac{1}{\frac{0.3}{1890} + \frac{0.1}{10900} + \frac{0.6}{249000}} \\ &= 5870 \text{ 小时} \end{aligned}$$

§ 8-5 一个支点上安装两个同型号的向心推力轴承的计算特点

图 8-14 所示的轴承部件中, 右端支点上装有两个同型号的向心推力轴承(球的或滚子的), 另一端的支点上安装一个仅受径向载荷的向心轴承。一个支点上两个轴承无论采用面对面安装(图 8-14a)还是采取背对背安装(图 8-14b), 计算方法相同。

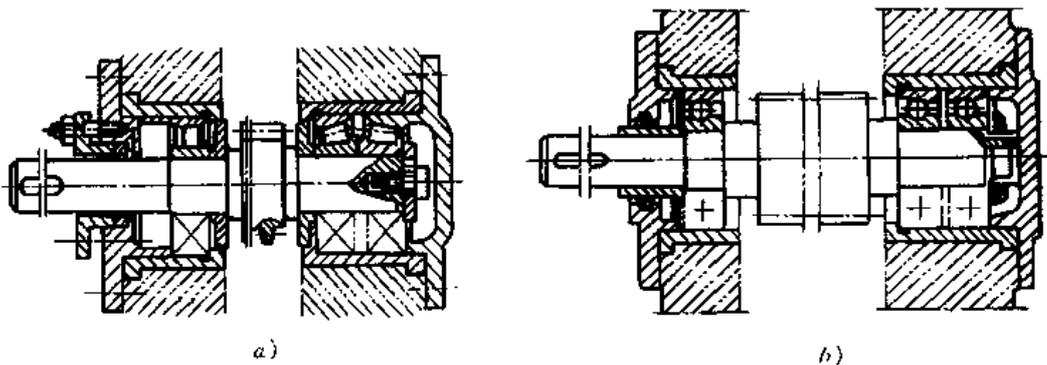


图 8-14 右端支点上安装两个轴承的轴承组合

严格地说, 这种轴承的计算, 是静不定问题, 为简化计算, 可近似地将它视为一个双列的轴承, 而且假设:

(1) 该支点的支反力通过两轴承的中点;

(2) 总的额定动载荷按轴承样本中双列轴承表查出, 或者, 如已知该支点的单个轴承的额定动载荷为 C_1 , 则双列轴承 C_j 值为

$$\left. \begin{aligned} \text{双列向心推力球轴承 } C_j &= 1.625C_1 \\ \text{双列圆锥滚子轴承 } C_j &= 1.715C_1 \end{aligned} \right\} \quad (8-11)$$

(3) 计算其当量动载荷时, 其径向系数 X 和轴向系数 Y 均应采用双列轴承的数值, 由附表 8-3 或手册查出。

例题 10 有如图 8-14a 所示的轴承组合, 右支点为两个代号为 7208 的圆锥滚子轴承, 左端为短圆柱滚子轴承, 支承一蜗杆轴, 蜗杆所受的轴向力为 6000N, 且已算出右支点的径向支反力(按两个 7208 的中点为支点算出)为 2000N, 蜗杆转速 $n=1440\text{r/min}$, 工作平稳($f_d=1$), 又 $f_t=1$, 试计算该轴承的寿命。

解:右支点为两个同型号轴承,近似地视为一个双列轴承,无须再计算其内部轴向力。

由轴承手册查出 7208 轴承的额定动载荷 $C=34000\text{N}$,则双列圆锥滚子轴承 C 由式(9-11)

$$C=1.715C_1=1.715 \times 34000=58310\text{N}$$

$$\text{又 } \frac{F_a}{F_r} = \frac{6000}{2000} = 3$$

由轴承手册查 $e=1.5\text{tg}\alpha$, $\alpha=11^\circ \sim 16^\circ$,取 $\alpha=15^\circ$,则 $e=1.5\text{tg}15^\circ=0.4$ 。知 $\frac{F_a}{F_r} > e$,由附表 8-3,当量动载荷

$$P=XF_r+YF_a=0.67 \times 2000+0.67\text{ctg}15^\circ \times 6000=16340\text{N}$$

由附表 8-1; $n=1440\text{r}/\text{min}$ 时,查出 $f_n=0.323$

由式(8-2)

$$f_h = \frac{Cf_n \cdot f_t}{P \cdot f_d} = \frac{58310 \times 0.323 \times 1}{16340 \times 1} = 1.153$$

由附表 8-2 查出该轴承的额定寿命 $L_h=800\text{h}$ 。

§ 8-6 滚动轴承的极限转速

在轴承标准中,规定了每种轴承的极限转速。例如代号为 204 的单列向心球轴承的极限转速在脂润滑的条件下为 $14000\text{r}/\text{min}$,在油润滑的条件下为 $18000\text{r}/\text{min}$ 。转速过高,滚动体与保持架的离心力过大,将使润滑条件变坏,磨损加剧,发热量增加及振动加大等。需要说明的是,轴承标准中所列的极限转速值只适用于一般润滑条件,当量动载荷 P 不超过 $0.1C$ (C 为该轴承的额定动载荷)的普通精度等级(G级)的轴承。

如轴承在当量动载荷 $P > 0.1C$ 下运转,滚动体与滚道表面的接触应力增加,使轴承发热量增加,润滑状况变坏,因此,须将轴承标准中所列的极限转速值乘以降低系数,例如,当 $P=(0.11 \sim 0.25)C$ 时,此降低系数在 $0.95 \sim 0.65$ 范围内选取。通常用 f_1 表示降低系数(也称载荷系数),其具体数值可由图 8-15 查取。

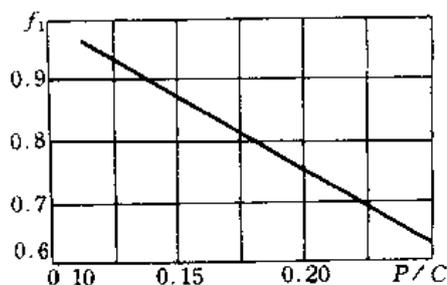


图 8-15 载荷系数 f_1

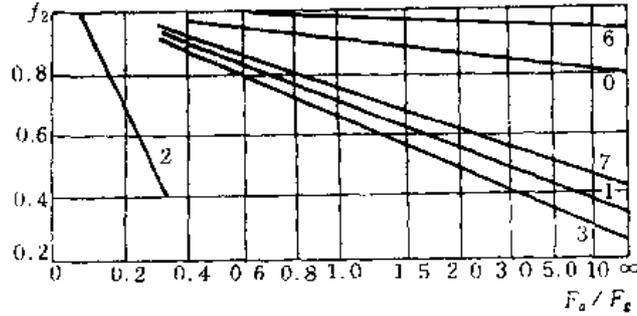
在向心轴承和向心推力轴承承受较大的轴向载荷时,受载滚动体数目增加,承载区扩大;但同时滚动体与座圈滚道摩擦面也增大了,使摩擦状况和润滑条件相对恶化,

轴承的极限转速也应有所降低。因此,根据轴向载荷与径向载荷的比值 $\frac{F_a}{F_r}$,用载荷分布系数 f_2 对表列极限转速进行修正。 f_2 从图 8-16 查取。

所以,滚动轴承允许的最大工作转速为

$$n_{\max} = f_1 \cdot f_2 n_{\text{lim}} \quad (8-12)$$

如果轴承的实际工作转速超过允许的最高工作转速,则需要采取改进措施,如提高轴承精度等级,适当加大轴承游隙,改善润滑方法,设置有效的冷却系统以及改变保持架的结构和材



0—向心球轴承； 3—球面滚子轴承；
1—球面球轴承； 6—向心推力球轴承；
2—圆柱滚子轴承； 7—圆锥滚子轴承。

图 8-16 载荷分布系数 f_2

料等。综合以上措施,能使滚动轴承的极限转速提高 1 倍以上。

§ 8-7 不同可靠度对滚动轴承尺寸的选择

前节所述滚动轴承尺寸选择是指样本中所列额定动载荷 C 是在不破坏的概率(即可靠度)为 90%时的数据。但在实际应用中,由于使用轴承的各类机械的要求不同,对轴承可靠度的要求也就随之不同。为了把样本中的额定动载荷值用于可靠度要求不等于 90%的情况,须引入寿命校正系数,于是得出以下修正公式。

当考虑不同的可靠度,不同的轴承材料和润滑条件时:

$$L_n = \alpha_1 \alpha_2 \alpha_3 \left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon} \quad (8-13)$$

式中: α_1 ——寿命可靠性系数,见表 8-8;

α_2 ——材料系数;

α_3 ——润滑系数;

$\left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon}$ ——为可靠度 90%(失效概率 10%)时寿命。

表 8-8 滚动轴承寿命可靠性系数 α_1 值

可靠度	80%	85%	90%	92%	95%	96%	97%	98%	99%
L	L_{20}	L_{15}	L_{10}	L_8	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
球轴承	1.96	1.48	1.00	0.81	0.52	0.43	0.33	0.23	0.12
滚子轴承	1.65	1.34	1.00	0.86	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21
圆锥滚子轴承	1.76	1.38	1.00	0.84	0.58	0.49	0.39	0.29	0.17

在大多数情况下,可取 $\alpha_2 = \alpha_3 = 1$,故(8-13)可改写为:

$$C = \alpha_1^{-\frac{1}{\epsilon}} P L_n^{\frac{1}{\epsilon}} = K P L_n^{\frac{1}{\epsilon}} \quad (8-14)$$

式中 K 为额定动载荷可靠性系数: $K = \alpha_1^{-\frac{1}{\epsilon}}$

表 8-9 列出了各种滚动轴承和额定动载荷可靠性系数 K 值。

表 8-9 滚动轴承额定动载荷可靠性系数 K 值

可靠度	80%	85%	90%	92%	95%	96%	97%	98%	99%
L	L_{20}	L_{15}	L_{10}	L_8	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
球轴承	0.798	0.878	1.0	1.073	1.241	1.329	1.451	1.641	2.024
柱轴承	0.861	0.917	1.0	1.048	1.155	1.209	1.282	1.391	1.600
圆锥滚子轴承	0.845	0.907	1.0	1.054	1.176	1.238	1.322	1.450	1.697

例题 11 某滚子轴承,受径向力 $F_r=4\text{kN}$ 作用,求:(1)可靠度为 95%, $L_5=6000\text{h}$;(2)可靠度为 80%, $L_{20}=6000\text{h}$,两种不同情况下所对应的额定动载荷 C 值和选用的轴承型号。

解:由表 8-9 查得,对滚子轴承:当可靠度为 95%时, $K=1.155$;当可靠度为 80%时, $K=0.861$,又因给定: $P=F_r=4\text{kN}$, $L_5=L_{20}=6000\text{h}$,分别代入式(8-14)得:

$$(1) C = 1.155 \times 4 \times 6000^{\frac{3}{5}} \text{kN} = 62.82 \text{kN}, \text{查轴承目录,选用 2309 轴承。}$$

$$(2) C = 0.861 \times 4 \times 6000^{\frac{3}{5}} \text{kN} = 46.83 \text{kN}, \text{选用 2308 轴承。}$$

例题 12 如图 8-17 所示结构中,已知锥齿轮上的圆周力 $F_t=1270\text{N}$,径向力 $F_r=400\text{N}$,轴向力 $F_a=230\text{N}$,轴颈直径 $d=40\text{mm}$,转速 $n=1460\text{r/min}$,要求轴承寿命大于 27000h,可靠度 90%。由力学公式计算轴承支反力 $F_{r1}=2100\text{N}$, $F_{r2}=810\text{N}$ 。试选用适当的轴承支承。

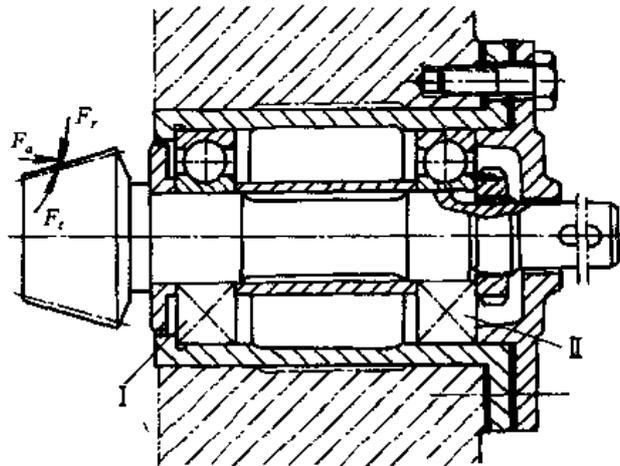


图 8-17 小锥齿轮支承结构

解:1. 寿命计算

(1)选轴承型号:根据轴颈直径和载荷性质选 46208 轴承。

基本额定静载荷 $C_0=22240\text{N}$

基本额定动载荷 $C=28320\text{N}$

极限转速 $n_{\text{lim}}=7500\text{r/min}$

(2)计算内部轴向力

$$S_1 = 0.7F_{r1} = 1470\text{N}$$

$$S_2 = 0.7F_{r2} = 567\text{N}$$

(3)计算单个轴承的轴向力

轴上轴向力 $F_a = 220\text{N}$

比较 $S_1 + F_a$ 与 S_2

$$S_1 + F_a = 1700\text{N} > S_2$$

$$\therefore F_{a1} = S_1 = 1470\text{N}$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 1700\text{N}$$

(4) 计算当量动载荷

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = 0.7 = e \quad \therefore x_1 = 1, y_1 = 0$$

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = 2.03 > e \quad x_2 = 0.41, y_2 = 0.87$$

$$\therefore P_{r1} = X_1 F_{r1} + y_1 F_{a1} = 1 \times 2100 + 0 = 2100\text{N}$$

$$P_{r2} = x_2 F_{r2} + y_2 F_{a2} = 0.41 \times 810 + 0.87 \times 1700 = 1811\text{N}$$

(5) 寿命 L_h

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{\epsilon} = \frac{10^6}{60 \times 7500} \left(\frac{28320}{1811}\right)^3 = 27997\text{h}$$

2. 静载荷验算:

$$x_{01} = 0.5, x_{02} = 0.5$$

$$y_{01} = 0.37, y_{02} = 0.37$$

$$\therefore P_{0r1} = x_{01} F_{r1} + y_{01} F_{a1} = 1594 \ll C_0$$

$$P_{0r2} = 1034 \ll C_0$$

3. 极限转速验算

$$f_1 = 1, f_2 = 0.95$$

$$\therefore f_1 \cdot f_2 \cdot n_{\text{lim}} = 1 \times 0.95 \times 7500 = 7125\text{r/min} > n$$

§ 8-8 滚动轴承的组合设计

为了保证滚动轴承正常工作,除了合理地选择轴承类型,尺寸外,还必须正确地进行轴承组合的结构设计。现将滚动轴承组合设计需要考虑的问题分述如下:

一、轴承的轴向固定

轴承的内圈通常是紧固在轴颈上,为了防止轴向窜动,轴承内圈在轴上常采用如图 8-18 所示的轴向固定方法。

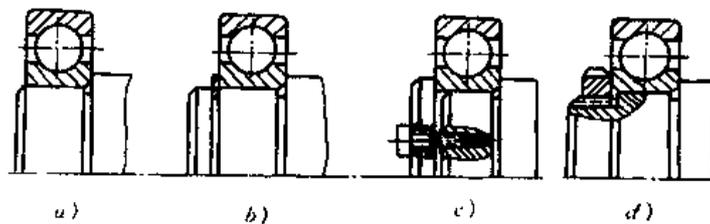


图 8-18 轴承内圈的轴向固定

图 *a* 为利用轴肩作单向固定。它只能承受单向轴向力；图 *b* 为利用轴肩和弹性挡圈（嵌入轴的凹槽内）作双向固定，它在弹性挡圈的一边只能承受不大的轴向力。图 *c* 为利用轴肩和轴端挡圈（固定在轴的端部）作双向固定，它在轴端挡圈的一边能承受中等轴向力；图 *d* 为利用轴肩和圆螺母，止退垫圈作双向固定，它能承受很大的双向轴向力。

轴承外圈在轴承孔内常采用如图 8-19 所示的轴向固定方法。图 *a* 为利用轴承盖作单向固定，它只能承受单向轴向力；图 *b* 为利用凸肩和轴承盖作双向固定，它能承受很大的轴向力；图 *c* 为利用凸肩和孔用弹簧挡圈（嵌入轴承孔的凹槽内）作双向固定，它在弹性挡圈一边只能承受不大的轴向力。

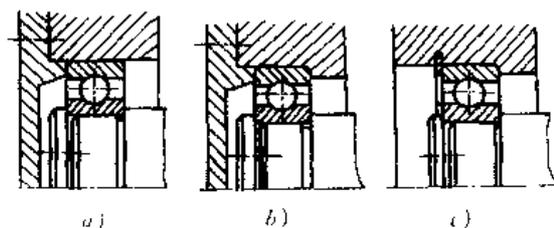


图 8-19 轴承外圈的轴向固定

二、轴的轴向固定和调整

轴在工作时，通常是不允许其发生轴向移动的，另外，在安装时则需要作少量的轴向调整。

1. 轴的轴向固定

轴的轴向固定，在滚动轴承组合中，是通过控制轴承外圈来实现的。通常采用下面两种方法：

(1) 双支点单向固定

如图 8-20*a, b* 所示，在轴的两个支点上，利用轴肩顶住轴承的内圈，用轴承盖顶住轴承的外圈来防止轴的轴向移动。这种固定方法的主要优点是结构简单，便于安装。适用于工作温度变化不大和跨距（两支点间的距离） $l < 350\text{mm}$ 的轴。考虑到温度升高后轴会伸长，故对单列向心球轴承需在轴承外圈和轴承端盖之间留出间隙 $a = 0.2 \sim 0.3\text{mm}$ ，如图 8-20*a* 所示。对于向心推力轴承（6000 类和 7000 类），也需在安装时保留适当的间隙。调整间隙的方法，通常是增减端盖与箱体间的垫片（如图 8-20 中粗黑线所示）。

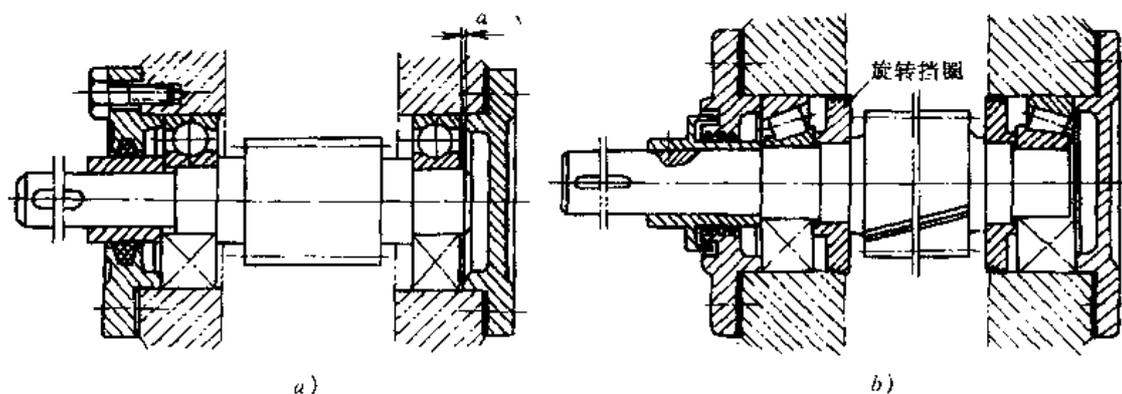


图 8-20 双支点单向固定

(2) 单支点双向固定

对于温度变化较大或跨距 $l > 350\text{mm}$ 的轴, 由于轴的伸长较大, 因此需要采用图 8-21 所示的单支点双向固定的方法。它是将一个支点处的轴承外圈两侧都固定, 另一个支点处的轴承可以游动, 以适应轴的自由伸长。通常将受载小的支点做成游动。游动轴承与轴承盖间应留有足够大的间隙, 一般为 $3\text{mm} \sim 8\text{mm}$ 。

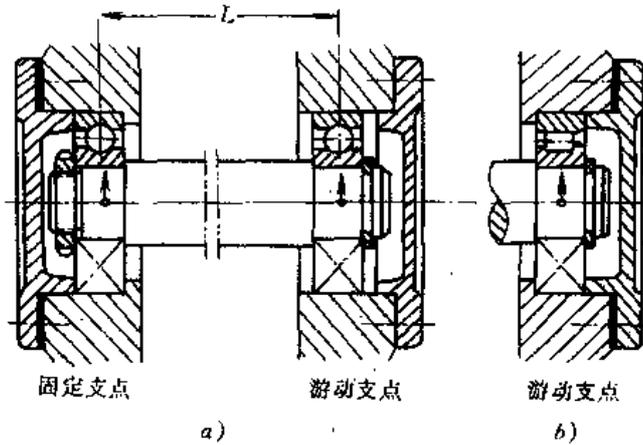


图 8-21 单支点双向固定

对于内部间隙可以调整的向心推力轴承, 当轴较长, 且由于温度升高而引起较大的轴向变形时, 可以把两个向心推力轴承装在一端作双向固定, 另一端采用游动的向心轴承, 如图 8-22 所示。

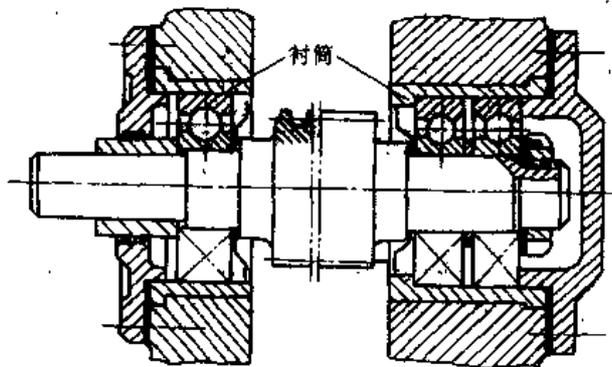


图 8-22 向心推力轴承的单支点双向固定

2. 轴的轴向位置调整

蜗杆传动中, 要求蜗杆的轴线位于蜗轮的主平面内 (图 8-23a); 圆锥齿轮传动中, 要求两齿轮分度圆锥的锥顶重合 (图 8-23b), 这样才能使齿轮啮合情况正常。上述两例说明, 机器在装配时, 要求能将轴的位置沿轴线方向作些调整。在轴承组合设计时, 也应满足这类要求。

对于图 8-23 中的蜗轮轴和圆锥齿轮的齿轴, 可以用图 8-20a 所示的方法, 利用调整两组垫片的厚度来调整轴的轴向位置; 如果将左边轴承盖下的垫片抽调到右边, 则整个轴将向右移动; 反之, 则轴的位置可向左移动。在图 8-24 中, 由两组垫片 1, 2 分别调整齿轮轴的轴向位置和轴承的内部间隙。

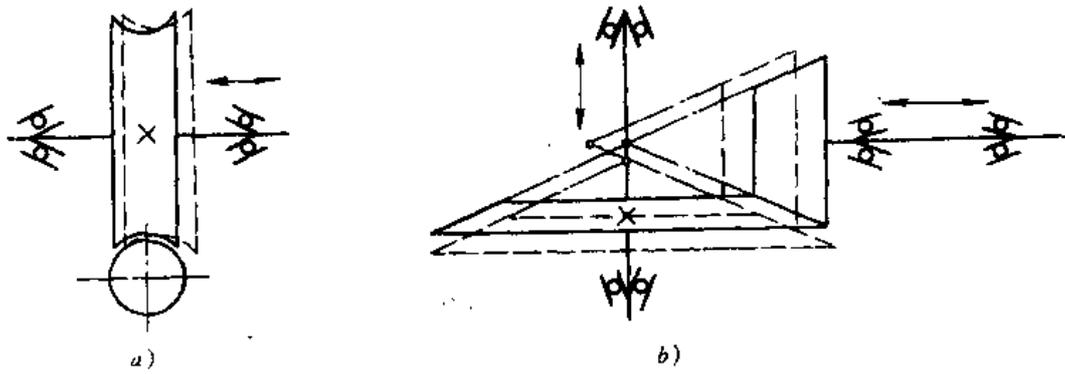


图 8-23 装配时轴的位置调整

三、保证配合部分的同心度和刚度

安装轴承的轴承座或机壳上的两轴承孔必须保证一定的同心度和足够的刚度,否则轴承安装后会产生“卡住”现象,使运转不灵,导致轴承过早损坏。为了保证同心度,尽可能采用整体铸造的机壳,并取相同直径的轴承孔,以便加工时一次定位镗出。如果同一轴上装有不同尺寸的轴承,为了便于轴承座孔一次镗出,可利用衬筒来安装轴承(图 8-24)。

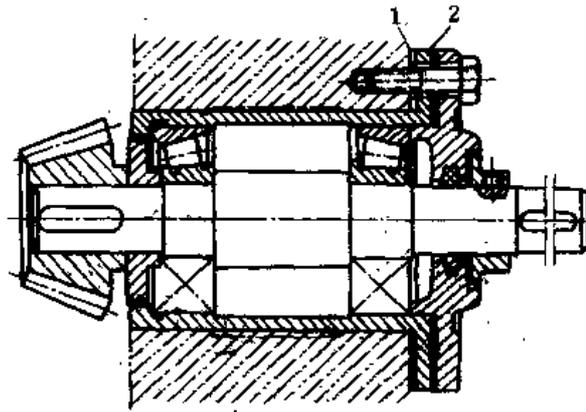


图 8-24 利用两组垫片调整轴位置和轴承内部间隙

为了保证配合部分的刚度,安装轴承处的机壳壁,应适当加厚或用加强筋的办法增加其刚度。

四、滚动轴承的配合

正确地选择内圈与轴颈,外圈与座孔的配合,也是轴承组合设计的重要内容,鉴于在“互换性与测量技术”已讲述,故不重复,具体选择时,可参考已有机器和有关手册。

五、滚动轴承的安装和拆卸

一般轴承由于内圈与轴颈配合较紧,安装时,大尺寸的轴承,可用压力机在内圈上加压的办法,使其紧套在轴颈上。中、小尺寸的轴承可用手锤和套筒安装(图 8-25)。为了提高装配质量,可用热套的办法,利用热胀现象,将轴承在热油中加热后安装在轴颈上。拆卸轴承时应使用拆卸工具,如图 8-26 所示。为了便于拆卸,内圈在轴肩上,外圈在套筒内应留出足够的高度,以便放入拆卸工具的钩头,如图 8-27 所示。

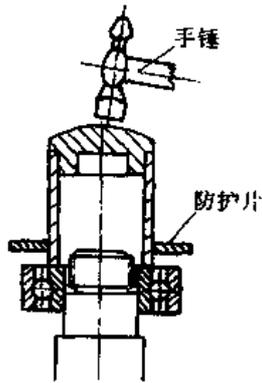


图 8-25 轴承的安装

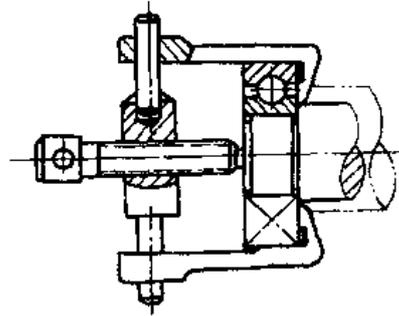


图 8-26 轴承拆卸

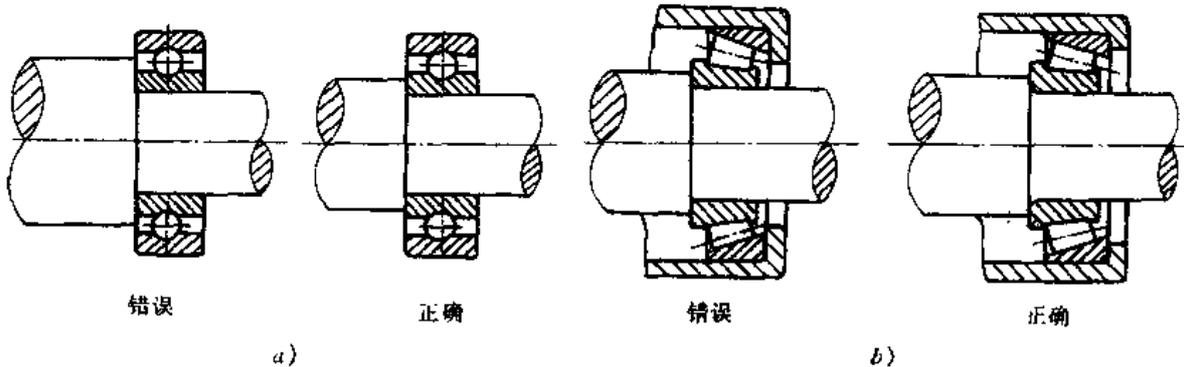


图 8-27 轴肩和套筒口的尺寸大小

六、滚动轴承的润滑和密封

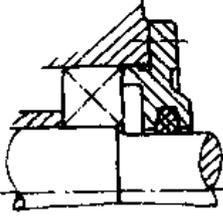
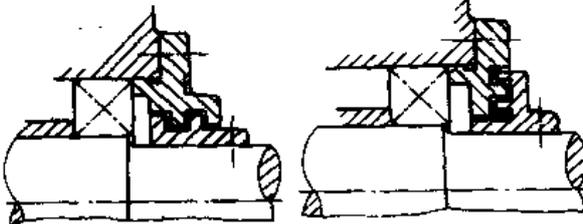
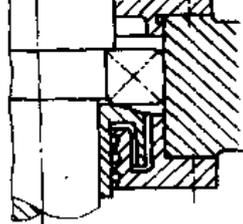
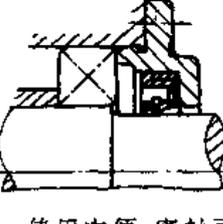
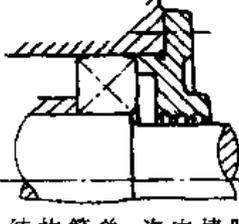
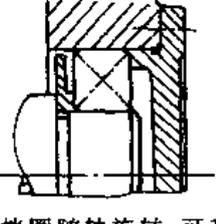
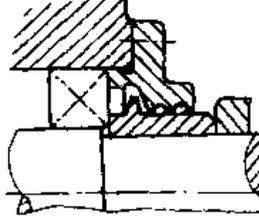
1. 滚动轴承的润滑

滚动轴承与滑动轴承润滑的目的相同,润滑方法也大致相同。常用的润滑剂有润滑油和润滑脂两种。此外也有使用固体润滑剂的。当轴的圆周速度小于 $4\sim 5\text{m/s}$ 时,一般都采用润滑脂。润滑脂润滑的优点是:密封结构简单,润滑脂不易流失,受温度影响不大,加一次润滑脂可用较长时间等。但填入轴承中的润滑脂的量要合适,一般填充轴承空腔的 $1/3\sim 1/2$ 。在安装轴承处有润滑油时,如减速器内有润滑齿轮的油,或整台机器有集中供油装置,也可采用润滑油来润滑轴承。润滑油的牌号应按主要零件的要求来选取,润滑油的量要合适。当采用浸油润滑时,油面高度不应超过轴承最下面滚动体的中心线,当采用飞溅润滑时,溅油零件的圆周速度不应低于 3m/s ,以保证有足够浓度的油雾。

2. 滚动轴承的密封

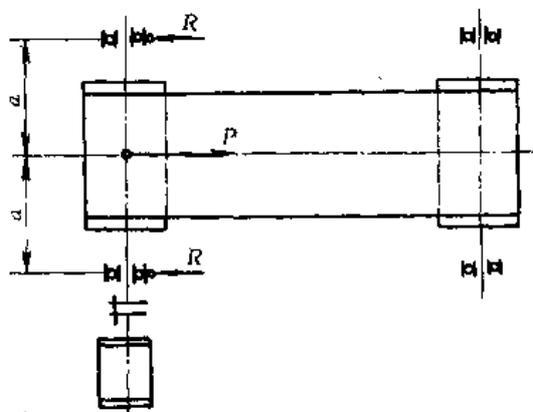
密封的作用是防止灰尘,水分,杂质等侵入轴承,也阻止润滑剂流失。密封装置的种类很多,常用的形式及其应用场合见表 8-10。

表 8-10 密封装置

接触式密封	非接触式密封		
<p>毡圈密封 ($v < 5\text{m/s}$)</p>  <p>结构简单。压紧力不能调整。用于脂润滑</p>	<p>迷宫式密封 ($v < 30\text{m/s}$)</p> <p>轴向式 (只用于剖分结构) 径向式</p>  <p>油润滑、脂润滑都有效。缝隙中填脂</p>		<p>立轴综合密封</p>  <p>为防止立轴漏油,一般要采取两种以上的综合密封形式</p>
<p>密封圈密封 ($v < 4 \sim 12\text{m/s}$)</p>  <p>使用方便,密封可靠。耐油橡胶和塑料密封圈有 O、J、U 等形式,有弹簧箍的密封性能更好</p>	<p>油沟密封 ($v < 5 \sim 6\text{m/s}$)</p>  <p>结构简单,沟内填脂,用于脂润滑或低速油润滑。盖与轴的间隙约为 $0.1\text{mm} \sim 0.3\text{mm}$</p>	<p>挡圈密封</p>  <p>挡圈随轴旋转,可利用离心力甩去油和杂物,最好与其他密封联合使用</p>	<p>甩油密封</p>  <p>甩油环靠离心力将油甩掉,再通过导油槽将油导回油箱</p>

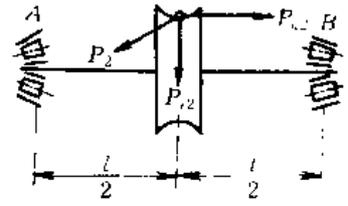
习 题

1. 胶带输送机, 如图所示, 试选择其轴上准备采用的单列向心球轴承的型号。已知胶带给予轴上的力 $P=16\text{kN}$, 轴的转速 $n=80\text{ r/min}$, 轴颈直径 $d=55\text{mm}$, 要求轴承寿命 $L_h=1000$ 小时, 载荷平稳, 没有冲击, 常温工作。



题 1 图

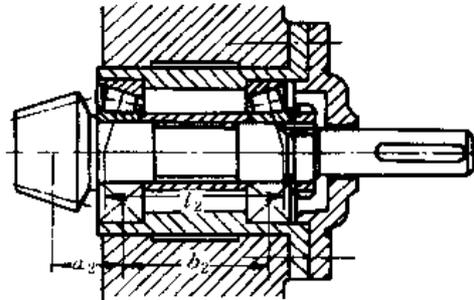
2. 验算图示蜗轮轴的轴承是否合用, 已知: 蜗轮上的作用力 $P_{r2}=7.95\text{kN}$, $P_{a2}=1.22\text{kN}$, $P_{t2}=2.9\text{kN}$; 蜗轮分度圆直径 $d_2=36\text{mm}$, 蜗轮转速 $n_2=54\text{r/min}$, 跨距 $l=320\text{mm}$, 要求寿命 $L_h=2400$ 小时。根据轴的尺寸, 初步选用的轴承为两只 7207 圆锥滚子轴承。传动中有轻微冲击。常温工作条件。



题 2 图

3. 农用水泵, 决定选用单列向心球轴承, 轴颈直径 $d=35\text{mm}$, 转速 $n=2900\text{r/min}$, 径向载荷 $P_r=1770\text{N}$, 轴向载荷 $P_a=720\text{N}$, 要求寿命 $L_h=6000$ 小时, 试选择轴承的型号。

4. 圆锥齿轮减速器高速轴的支承如图所示。左边轴承的径向载荷 $P_{r1}=12000\text{N}$, 右边轴承的径向载荷 $P_{r2}=7000\text{N}$; 圆锥齿轮的轴向力 $A=5000\text{N}$; 轴的转速 $n=1470\text{r/min}$ 。载荷平稳, 工作温度在 100°C 以下, 要求寿命 $L_h \geq 8000$ 小时。试选择轴承型号; a) 采用 7000 型轴承; b) 采用 36000 型轴承。



题 4 图

5. 1220 轴承, 溅油润滑, 承受径向载荷 $F_r=10000\text{N}$, 轴向载荷 $F_a=3000\text{N}$, 转速 $n=2900\text{r/min}$, 试验算其极限转速。

6. 307 轴承, 承受纯轴向载荷, 转速 $n_1=980\text{r/min}$, 要求使用寿命 $L_h=5000$ 小时, 载荷平稳, 工作温度为 150°C 。试计算此轴承所能承受的最大轴向载荷。

7. 有一个 206 轴承, 其工作情况如下表所列, 试求该轴承的寿命。

当量动载荷 $P(\text{N})$	工作转速 $n(\text{r/min})$	工作时间比 $q(\%)$
2690	152	30
970	210	50
300	760	20

附表 8-1 速度系数 f_v 值

n r/min	f_v										
	球轴承	滚子轴承									
10	1.494	1.435	70	0.781	0.800	300	0.481	0.517	1700	0.270	0.307
12	1.405	1.359	75	0.764	0.784	350	0.457	0.494	1800	0.265	0.302
14	1.335	1.297	80	0.747	0.769	400	0.437	0.475	1900	0.260	0.297
16	1.277	1.246	85	0.732	0.756	450	0.420	0.458	2000	0.255	0.293
18	1.228	1.203	90	0.718	0.742	500	0.406	0.444	2200	0.247	0.285
20	1.186	1.166	95	0.706	0.731	550	0.393	0.432	2400	0.240	0.277
22	1.148	1.133	100	0.693	0.719	600	0.382	0.420	2600	0.234	0.271
24	1.116	1.104	110	0.672	0.699	650	0.372	0.410	2800	0.228	0.265
26	1.086	1.077	120	0.652	0.681	700	0.363	0.401	3000	0.223	0.259
28	1.060	1.054	130	0.635	0.665	750	0.355	0.393	3500	0.212	0.248
30	1.036	1.032	140	0.620	0.650	800	0.347	0.385	4000	0.203	0.238
32	1.014	1.012	150	0.606	0.637	850	0.340	0.379	4500	0.195	0.230
34	0.994	0.994	160	0.593	0.625	900	0.333	0.372	5000	0.188	0.222
36	0.975	0.977	170	0.581	0.613	950	0.328	0.366	6000	0.177	0.211
38	0.958	0.962	180	0.570	0.603	1000	0.322	0.361	7000	0.168	0.201
40	0.941	0.947	190	0.560	0.593	1100	0.312	0.350	8000	0.161	0.193
45	0.905	0.914	200	0.550	0.584	1200	0.303	0.341	9000	0.155	0.187
50	0.874	0.886	220	0.533	0.568	1300	0.295	0.333	10000	0.149	0.181
55	0.846	0.861	240	0.518	0.553	1400	0.288	0.326	15000	0.131	0.160
60	0.822	0.838	260	0.504	0.540	1500	0.281	0.319	20000	0.119	0.147
65	0.801	0.819	280	0.492	0.528	1600	0.275	0.313	30000	0.104	0.130

附表 8-2 寿命系数 f_h 值

L_h h	f_h		L_h h	f_h		L_h h	f_h		L_h h	f_h	
	球轴承	滚子轴承		球轴承	滚子轴承		球轴承	滚子轴承		球轴承	滚子轴承
100	0.585	0.617	850	1.195	1.175	4500	2.08	1.935	20000	3.42	3.02
120	0.622	0.652	900	1.215	1.190	5000	2.15	2.00	22000	3.53	3.11
140	0.654	0.683	950	1.240	1.213	5500	2.23	2.05	24000	3.63	3.19
160	0.684	0.710	1000	1.260	1.230	6000	2.29	2.11	26000	3.73	3.27
180	0.712	0.736	1100	1.300	1.270	6500	2.36	2.16	28000	3.82	3.35
200	0.737	0.760	1200	1.340	1.300	7000	2.41	2.21	30000	3.91	3.42
220	0.761	0.782	1300	1.375	1.330	7500	2.47	2.25	32000	4.00	3.48
240	0.783	0.802	1400	1.410	1.360	8000	2.52	2.30	34000	4.08	3.55
260	0.804	0.822	1500	1.445	1.390	8500	2.57	2.34	36000	4.16	3.61
280	0.824	0.840	1600	1.475	1.420	9000	2.62	2.38	38000	4.24	3.67
300	0.843	0.858	1700	1.505	1.445	9500	2.67	2.42	40000	4.31	3.72
350	0.888	0.898	1800	1.535	1.470	10000	2.71	2.46	42000	4.38	3.78
400	0.928	0.935	1900	1.560	1.490	11000	2.80	2.53	44000	4.45	3.83
450	0.966	0.969	2000	1.590	1.515	12000	2.89	2.59	46000	4.51	3.88
500	1.000	1.000	2200	1.640	1.560	13000	2.96	2.66	48000	4.58	3.93
550	1.033	1.030	2400	1.690	1.600	14000	3.04	2.72	50000	4.64	3.98
600	1.065	1.055	2600	1.730	1.640	15000	3.11	2.77	60000	4.94	4.20
650	1.093	1.080	2800	1.775	1.675	16000	3.18	2.83	70000	5.19	4.40
700	1.120	1.105	3000	1.815	1.710	17000	3.24	2.88	80000	5.43	4.58
750	1.145	1.130	3500	1.910	1.795	18000	3.30	2.93	90000	5.65	4.75
800	1.170	1.150	4000	2.00	1.865	19000	3.36	2.98	100000	5.85	4.90

附表 8-3 滚动轴承当量动载荷的 X、Y 值

轴承类型		$\frac{F_a}{C_0}$	e	$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$	
名称	代号			X	Y	X	Y
单列向心球轴承	0000	0.025	0.22	0.56	2.0	1	0
		0.04	0.24		1.8		
		0.07	0.27		1.6		
		0.13	0.31		1.4		
		0.25	0.37		1.2		
		0.5	0.44		1.0		
单列向心推力球轴承	36000	0.025	0.34	0.45	1.61	1	0
		0.04	0.36		1.53		
		0.07	0.39		1.40		
		0.13	0.43		1.26		
		0.25	0.49		1.12		
		0.5	0.55		1.00		
	46000	—	0.70	0.41	0.85	1	0
	66000	—	0.99	0.36	0.64	1	0
单列圆锥滚子轴承	7000	—	按型号 不同在 “样本” 中给出	0.4	按型号 不同在 “样本” 中给出	1	0
	27000						
双列向心球面球轴承	1000	—	按型号 不同在 “样本” 中给出	0.5	按型号 不同在 “样本” 中给出	1	按型号不 同 在“样 本”中给出

轴

§ 9-1 概 述

轴是机器上的重要零件,它用来支持机器中的转动零件(如齿轮和皮带轮等),使转动零件具有确定的工作位置,并且传递运动和转矩。图 9-1a 是减速装置的传动简图。图中电动机 1 经胶带传动 2 带动齿轮减速器 3 的输入轴,齿轮减速器输出轴端装有联轴器 4,通过联轴器带动工作机械 5。在这套减速装置中有三根轴。图 9-1b 所示是减速器的输出轴。

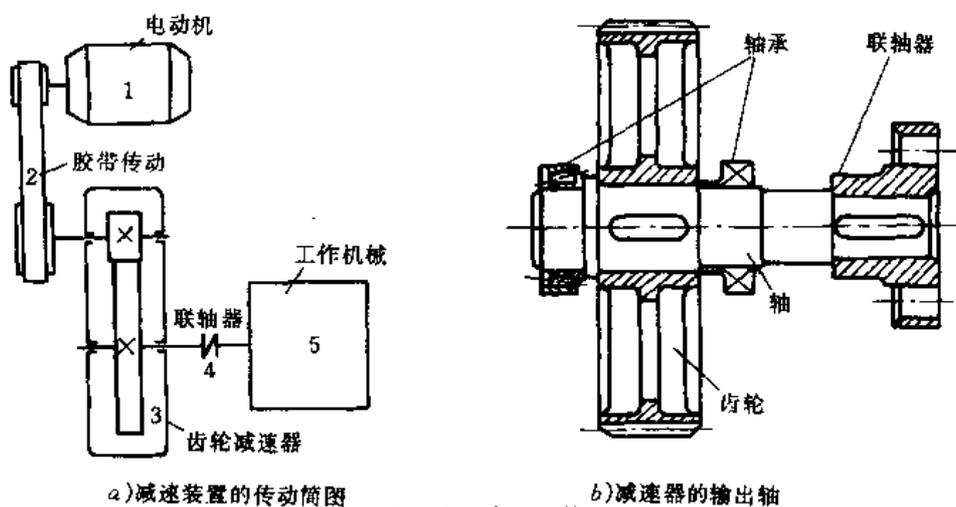


图 9-1 轴的结构

一、轴的分类

根据轴所起的作用以及承受载荷性质的不同,可分为以下三类:心轴,转轴和传动轴。心轴只承受弯矩而不承受扭矩;转轴既承受弯矩又承受扭矩;传动轴则主要承受扭矩。

轴还可按结构形状的不同分为直轴和曲轴;直径不变的光轴和各段直径改变的阶梯轴;实心轴和空心轴等。

二、轴的材料

轴的材料主要采用碳素钢和合金钢。由于碳钢比合金钢价格低,对应力集中的敏感性较小,所以应用广泛。常用的优质碳素钢有 35、40、45 和 50 号钢。最常用的是 45 号钢,并经过正火或调质处理。对于受力较小或不重要的轴,以及一般较长的传动轴,可用 A3、A4、A5 等普通碳素钢。合金钢的机械强度较高、淬火性能较好,但价格贵,对应力集中较敏感,因此只用在传递大功率并要求减轻重量和提高轴颈耐磨性的场合。合金钢制造的轴,必须进行热处理,以发挥它的优越性。目前,我国铬、镍元素较少,而锰、钼、硅等元素较多,因此近年来从我国实际情况出发,创造了许多代替铬、镍合金钢的新钢种。例如以 35SiMn、40MnB 钢代替 40Cr 钢;以 38SiMnM 钢代

替 40CrNi 钢等。轴也可用球墨铸铁来制造,它的特点是价格低,吸振性强,对应力集中的敏感性小。它的毛坯是铸造成型的,所以容易得到复杂的形状,可用来制造曲轴,凸轮轴等。缺点是它的工艺过程不易控制,质量不够稳定,所以目前制造轴的主要材料仍是碳素钢和合金钢。表 9-1 列出了几种常用材料的主要机械性能,供选择轴材料时参考。应当注意,采用昂贵的合金钢对提高轴的刚度是无济于事的,因为合金钢与碳素钢的弹性模量 E(或 G)相差不大。因此在选择钢的品种和决定其热处理方法时,是根据其强度和耐磨性的要求,而不是轴的刚度要求。

表 9-1 轴的常用材料及其主要机械性能

材料	牌 号	热 处 理	毛坯直径 mm	硬 度 HB	机械性能(N/mm ²)				ψ_0	ψ_1	备 注	
					抗拉强度极限	抗拉屈服极限	弯曲疲劳极限	剪切疲劳极限				
					σ_B	σ_S	σ_{-1}	τ_{-1}				
普通碳素钢	A3				440	240	200	105	0.2	0.1	用于不重要或载荷不大的轴	
优质碳素钢	45	正火 正火 回火 调质	25	≤241	600	360	260	150	0.2	0.1	应用最广泛	
			≤100	170~217	600	300	275	140				
			>100~300	162~217	580	290	270	135				
	40Cr	调质	25		1000	800	500	280	0.25	0.15	用于载荷较大而无很大冲击的重要轴	
			≤100	241~266	750	550	350	200				
			>100~300	241~266	700	550	340	185				
合	35SiMn (42SiMn)	调质	25		900	750	460	255	0.25	0.15	性能接近 40Cr,用于中小型轴	
			≤100	229~286	800	520	400	205				
			>100~300	217~269	750	450	350	185				
金	40MnB	调质	25		1000	800	485	280	0.25	0.15	性能接近 40Cr,用于重要的轴	
			≤200	241~286	750	500	335	195				
钢	40CrNi	调质	25		1000	800	485	280	0.25	0.15	低温性能好,用于很重要的轴	
	38SiMnMo	调质	≤100	229~286	750	600	360	210	0.25	0.15	性能接近 40CrNi,用于重载荷轴	
			>100~300	217~269	700	550	335	195				
	20Cr	渗碳 淬火	15	表面 HRC	850	550	375	215	0.25	0.15	用于要求强度和韧性均较高的轴	
			≤60	50~60	650	400	280	160				
	20CrMnTi	回火	15	表面 HRC	1100	850	525	300	0.25	0.15	用于在高、低温及强腐蚀状况下工作的轴	
				56~62								
球墨 铸铁	QT40-10		≤60	≤192	550	220	285	120	0.25	0.15		
			>60~100		540	200	195	115				
			>100~200		500	200	185	105				
	QT60-2				600	420	215	185				

注:剪切屈服极限 $\tau_S = (0.55 \sim 0.62)\sigma_S$ 。

三、设计轴应考虑的主要问题

1. 为了保证轴能正常工作,要求轴有足够的强度和刚度。

2. 为了保证轴上零件(如齿轮,胶带轮、轴承等)能固定可靠和装拆方便;为了便于轴的加工制造,减少生产费用,因此轴必须具有合理的结构。

在一般情况下,设计轴时,应考虑的主要问题是结构和强度两个方面,但对某些机械的轴,例如金属切削机床,则其主轴的刚度成为很重要的问题,因机床主轴受力后变形过大,影响机床的加工精度。此外,对于转速高的轴还要考虑振动的问题。

§ 9-2 轴的结构设计

设计轴的结构时,主要考虑以下几方面:轴上零件要有可靠的轴向固定;轴上零件要有可靠的周向固定;便于轴上零件的装拆和轴的加工;有利于提高轴的强度和刚度,能节约材料和减轻重量。

轴的形状通常采用阶梯形,因为阶梯轴的强度接近等强度,加工也不复杂,同时轴上的零件能可靠地固定,装拆也方便。

在确定轴上各个配合处的直径时要注意:

1. 与滚动轴承配合的轴颈直径,必须符合滚动轴承的内径标准系列。

2. 轴上螺纹部分必须符合螺纹的标准。

3. 轴上花键部分必须符合花键标准。

其他配合直径也应采用圆整值。

一、轴上零件的轴向固定

零件在轴上作轴向固定是为了保证零件有确定的相对位置,防止它作轴向移动,并且能承受轴向力。常用的轴向固定方法有以下几种:

1. 轴肩和轴环(见图 9-2)

这是一种最常用的固定方法,可以承受较大的轴向力,图中的齿轮和联轴器就是分别靠轴环和轴肩作轴向固定的。为了保证轴上零件能紧靠定位面,轴肩和轴环的圆角半径 r 应小于轴上零件(如轮毂等)孔的倒角高度 c_1 (图 9-2 中的 I, II 部分),其大小要符合标准。轴肩或轴环高度 h 在 $(0.07d+2)$ 与 $(0.1d+5)$ mm 之间,或 $h=(2\sim 3)c_1$;轴环宽度 $b=1.4h$ 。装滚动轴承的轴肩高度和圆角半径另有规定。自由表面的轴肩圆角不受装配限制,可取大些,通常取 $r\approx 0.1d$ 。

为了保证轴上零件定位可靠,安装零件的轴段长度一般稍短于零件的长度(见图 9-2 中的齿轮和联轴器),否则会出现间隙,使相邻零件不能紧靠。

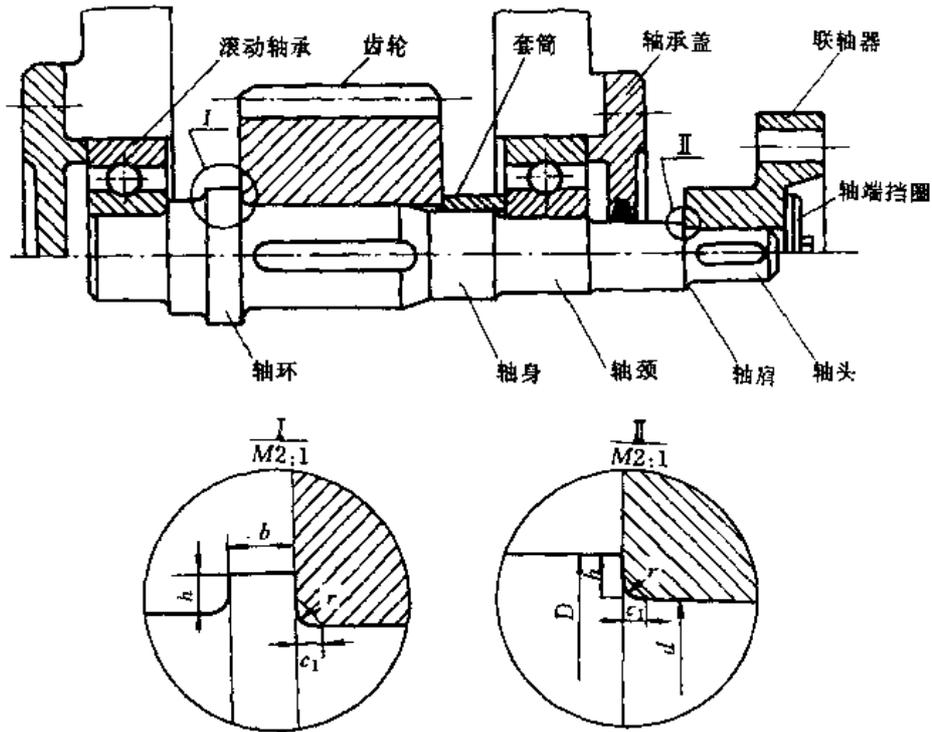


图 9-2 阶梯形转轴结构示例

2. 轴端挡圈, 定位套筒和圆螺母 (图 9-3)



图 9-3 几种轴向固定方法

轴端挡圈用于轴端零件的固定。用套筒定位可减少轴的直径变化, 结构简单, 比较常用, 但当无法采用套筒或套筒太长时, 可考虑用圆螺母加以固定, 此时应在轴上切制螺纹 (一般为细牙螺纹), 而且螺纹外径要比套筒装齿轮的轴径小, 为了防止螺母松脱, 可采用双螺母或加止退垫圈。

3. 圆锥销 (图 9-4) 用于轴向力不大的场合。

4. 弹性挡圈与紧定螺钉 (图 9-5, 图 9-6) 用于轴向力很小, 或仅仅为了防止零件偶然沿轴向移动的场所。

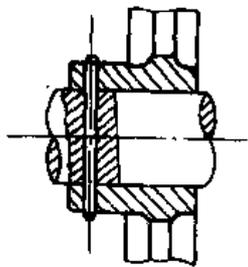


图 9-4 圆锥销固定

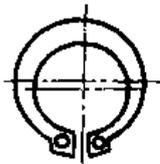


图 9-5 弹性挡圈固定

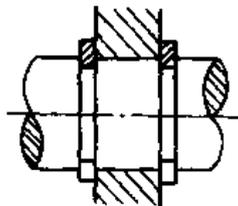


图 9-6 紧定螺钉固定

二、轴上零件的周向固定

零件在轴上作周向固定是为了传递转矩和防止零件与轴产生相对转动。常用的周向固定方法有以下几种：

1. 平键和花键
2. 静配合

利用轴径和轮毂孔径之间具有过盈的配合将它们联接在一起。过盈愈大,联接愈紧固,能传递的转矩也愈大。

此外,还有同时能做轴向和周向固定的圆锥销和紧定螺钉等固定方法。

采用哪一种固定方法,应根据载荷的大小和性质,轴和轮毂的对中精度要求及联接的重要程度来决定。例如:承受强烈的振动和冲击载荷时(如锻压设备),应采用静配合与平键组合起来的固定方法;传递转矩较大,对中要求高(如安装7级以上精度的齿轮)时,可以采用花键联接。一般来说,键联接的应用最为广泛。齿轮和轴的联接通常采用平键和静配合或过渡配合(如减速器中用 $\frac{H7}{s6}, \frac{H7}{p6}$)。

三、轴上零件的装拆和轴的加工

1. 阶梯轴的阶梯应保证零件能顺利地装拆。如图9-2所示的轴,它的直径从轴端到中间逐段增大,可依次将齿轮,套筒,滚动轴承,轴承盖和联轴器安装到轴的右端上去;另一滚动轴承安装在轴的左端。同时轴的端面应有倒角,倒角的大小可查有关手册。

2. 轴上需要磨削的轴段,为了磨削方便,在轴颈与轴肩过渡处应留有砂轮越程槽。

3. 轴上切削螺纹时,应有便于车刀退出的螺纹退刀槽,有关尺寸可查阅手册。

4. 为了减少加工时使用车刀的规格和换刀次数,最好将一根轴上所有的圆角半径取成同样大小,所有的倒角取成同样的尺寸,所有的退刀槽取成同样宽度。

5. 如果沿轴的长度方向需铣制几个键槽时,最好将这些键槽都开在轴的同一条母线上,键槽的宽度尽可能统一,以便于铣切。

6. 为了使轴的各段有较好的同心度,轴两端面上的中心孔应有一定的表面粗糙度及合适的尺寸。中心孔的尺寸可查阅手册有关部分。

四、提高轴的强度和刚度,节约材料和减轻重量

1. 降低应力集中

由于绝大多数轴都是在变动应力下工作的,因此轴的强度多是属于疲劳强度问题。它的损坏多数从有应力集中的部位开始,在设计轴的结构时,应尽量设法减轻轴上的应力集中。

降低应力集中的基本方法是:(1)避免轴的剖面尺寸发生急剧的变化,通常相邻轴段的直径差不能太大,一般取5mm~10mm左右;(2)在直径突变处应平缓过渡,制成圆角,圆角半径尽可能取得大些;(3)采用定位套筒代替圆螺母和弹性挡圈来使零件轴向固定,避免在轴上制出螺纹、环形槽等,可有效地提高轴的疲劳强度。此外,用套筒固定时,还可增大配合处轴肩的圆角半径。

2. 提高轴的表面质量

因为轴在工作时,最大应力发生在轴的表面处;另一方面,由于加工及其他原因(腐蚀、擦伤等),在轴表面容易产生微小的裂纹,引起应力集中。因此轴的损坏常从表面开始,如能提高

轴的表面质量,便能提高轴的强度。如采用表面强化处理,在轴的表面应预先造成压缩应力,当轴工作时该应力与工作应力合成后,减小了拉应力,可提高轴的疲劳强度;也可以用提高轴的表面粗糙度的方法来提高强度。

3. 采用空心轴

在同样的强度、刚度条件下,采用空心轴可显著减轻重量、节约材料,或在相同的重量下,可以大大提高轴的强度和刚度。此外,采用空心轴也是由于结构上的需要,例如作为润滑油的通道或需要在轴中装设其他零件等。但采用空心轴时工艺较复杂,成本高。

§ 9-3 轴的强度计算

强度是保证轴正常工作的一个基本条件。计算轴的直径,往往是先按强度条件初步定出最小直径,然后根据结构要求进一步确定各段直径,最后进行验算。对于重要的轴还须对疲劳强度进行精确校核。下面介绍强度计算方法。

一、按扭矩计算轴径

在设计轴时,轴上零件的位置及支点位置还没有确定,因此轴上的支点反力和弯矩还不能求得,这时的强度计算,可按扭矩来计算轴径。为了考虑弯曲的影响,可在计算中采用降低许用扭转剪应力的办法进行补偿。计算时的强度条件如下:

$$\tau_T = \frac{T}{W_T} = \frac{9.55 \times 10^6 \frac{P}{n}}{0.2d^3} \leq [\tau]_T, \text{MPa}$$

式中: τ_T ——扭转剪应力,MPa;

T ——轴传递的扭矩, $\text{N} \cdot \text{mm}$;

W_T ——轴的抗扭剖面模量, mm^3 ;

n ——轴的转速, r/min ;

P ——轴传递的功率, kW ;

d ——计算剖面处轴的直径,通常是最小直径, mm ;

$[\tau]_T$ ——许用扭转剪应力,MPa,见表 9-2。

表 9-2 轴常用的几种材料的 $[\tau]_T$ 及 A_0 值

轴的材料	A3,20	45	40Cr, 35SiMn 38SiMnMo, 2CrB	1Cr18Ni9Ti
$[\tau]_T$ (MPa)	12~20	30~40	40~52	15~25
A_0	160~135	118~107	107~98	148~125

由上式可得轴的直径

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{9550000P}{0.2[\tau]_T n}} = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}, \text{mm} \quad (9-1)$$

式中 $A_0 = \sqrt[3]{9550000/0.2[\tau]_T}$, 查表 9-2。对于空心轴,则

$$d \geq A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n(1-\beta^4)}}, \text{mm} \quad (9-2)$$

式中 $\beta = \frac{d_1}{d}$ 即空心轴的内径 d_1 与外径 d 之比, 通常取 $\beta = 0.5 \sim 0.6$ 。

应当指出, 当剖面上开有键槽时, 应增大轴径以考虑键槽对轴的强度削弱。一般在有 1 个键槽时, 轴径增大 3% 左右; 有 2 个键槽时, 应增大 7% 左右, 然后圆整至标准直径。

二、按弯曲和扭转的组合作用强度条件计算

当支点反力和弯矩已经求出时, 可用弯扭联合作用时强度条件来确定轴的直径或者校核前述方法求出的轴径强度。为了简化计算, 通常把轴当作铰链支点的梁, 不计轴的自重、轴上零件的重量 (除非很重的零件) 和轴承中的摩擦力矩, 并假设支点反力集中作用在轴承宽度的中点。

一般计算顺序如下:

1. 绘出轴的空间受力简图, 将轴上作用力分解成水平分力和垂直分力。
2. 求出水平平面内和垂直平面内的支点的反力, 分别绘出水平平面内和垂直平面内的弯矩图 M_H, M_V 。

3. 计算合成弯矩: $M = \sqrt{M_H^2 + M_V^2}$, 绘出合成弯矩图。

4. 计算扭矩 T , 绘出扭矩图。

5. 按第三强度理论计算当量弯矩 $M_{ca} = \sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}$, 绘出当量弯矩图。式中 α 是根据扭转性质而定的修正系数 (弯曲应力都是交变应力, 而扭转剪应力是不变应力、脉动应力或交变应力)。

对于不变扭矩, 取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_{+1}]_b} \approx 0.3$;

对于脉动扭矩, 取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_0]_b} \approx 0.59$;

对于交变扭矩, 取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_b}{[\sigma_{-1}]_b} \approx 1$;

$[\sigma_{+1}]_b, [\sigma_0]_b, [\sigma_{-1}]_b$ 等许用应力值见表 9-3。

表 9-3 轴的许用应力 (MPa)

材 料	σ_s	$[\sigma_{+1}]_b$	$[\sigma_0]_b$	$[\sigma_{-1}]_b$
碳	400	130	70	40
	500	170	75	45
钢	600	200	95	55
	700	230	110	65
合金钢	800	270	130	75
	1000	330	150	90

6. 计算或校核轴的直径

根据当量弯曲应力的强度条件, 即可针对某些危险剖面 (即当量弯矩大而直径小的剖面) 作强度校核计算, 即

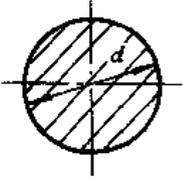
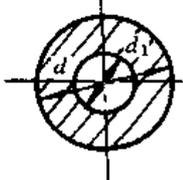
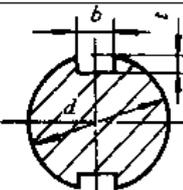
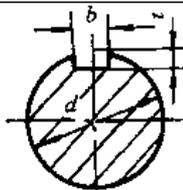
$$\sigma_{ca} = \frac{M_{ca}}{W} = \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{W} \leq [\sigma], \text{ MPa}$$

设计轴的直径:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{ca}}{0.1[\sigma_{-1}]_b}}, \text{ mm} \quad (9-3)$$

式中: W —轴的抗弯模量, mm^3 , 计算公式见表 9-4, 对于圆轴 $W=0.1d^3$ 当轴的剖面有 1 个键槽时, 则可将这部分计算出的轴径增大 4%~5%, 双键时增大 7%~10%; 如果是花键轴, 则计算出的轴径要作为花键轴的内径。

表 9-4 抗弯、抗扭剖面模量公式

剖面	W	W_T
	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2d^3$
	$\frac{\pi d^3}{32} (1-r^4) \approx 0.1d^3 (1-r^4)$ $r = \frac{d_1}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} (1-r^4) \approx 0.2d^3 (1-r^4)$ $r = \frac{d_1}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$

三、按疲劳强度条件进行精确校核

这种校核计算的实质在于确定变应力情况下轴的安全程度。在已知轴的外形, 尺寸及载荷的基础上, 即可通过分析确定 1 个或几个危险剖面(这时不仅要考虑弯矩和直径的大小, 而且要考虑应力集中和绝对尺寸等因素影响的程度), 按下式求出计算安全系数 S_{ca} 并应使其稍大于或至少等于设计安全系数 S , 即

$$S_{ca} = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq S \quad (9-4)$$

仅有法向应力时, 应满足

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_n + \psi_\sigma \sigma_m} \geq S \quad (9-5)$$

反有扭转剪应力时,应满足

$$\frac{S_{r-1}}{K_r \tau_a + \psi_r \tau_m} \geq S \quad (9-6)$$

以上各式中的符号及有关数据在设计手册内说明查阅。设计安全系数值可按下述情况选取。

$S=1.3\sim 1.5$,用于材料均匀,载荷与应力计算精确时;

$S=1.5\sim 1.8$,用于材料不够均匀,计算精度较低时;

$S=1.8\sim 2.5$,用于材料均匀性及计算精确度很低,或轴的直径 $d>200\text{mm}$ 时。

四、按静强度条件进行校核

静强度校核的目的在于评定轴对塑性变形的抵抗能力。这对那些瞬时过载很大,或应力循环的不对称性较为严重的轴是很必要的。轴的静强度是根据轴上作用的最大瞬时载荷来校核的。静强度校核时的强度条件是

$$S_{sca} = \frac{S_{sa} S_{sr}}{\sqrt{S_{sa}^2 + S_{sr}^2}} \geq S_s \quad (9-7)$$

式中: S_{sca} ——危险剖面静强度的计算安全系数;

S_{sa} ——只考虑弯曲时的安全系数,见下式:

$$S_{sa} = \frac{\sigma_s}{\left(\frac{M_{\max}}{W} + \frac{F_{a\max}}{A}\right)} \quad (9-8)$$

S_{sr} ——只考虑扭转时的安全系数,见下式:

$$S_{sr} = \frac{\tau_s}{\frac{T_{\max}}{W_T}} \quad (9-9)$$

式中: σ_s, τ_s ——材料的抗弯和抗扭曲服极限,MPa;

M_{\max}, T_{\max} ——轴的危险剖面上所受的最大弯矩和最大扭矩, $\text{N}\cdot\text{mm}$;

$F_{a\max}$ ——轴的危险剖面上所受的最大轴向力, N ;

A ——轴的危险剖面的面积, mm^2 ;

W, W_T ——分别为危险剖面的抗弯和抗扭剖面模量, mm^3 ,见表 9-4;

S_s ——按屈服强度的设计安全系数; $S_s=1.2\sim 1.4$,用于高塑性材料($\sigma_s/\sigma_B \leq 0.6$)制成的钢轴; $S_s=1.4\sim 1.8$,用于中等塑性材料($\sigma_s/\sigma_B = 0.6\sim 0.8$)的钢轴; $S_s=1.8\sim 2$,用于低塑性材料的钢轴; $S_s=2\sim 3$,用于铸造轴。

§ 9-4 轴的刚度校核计算

轴的刚度不足,在工作中将会产生过大的变形而影响轴上零件的工作能力,甚至影响机器的性能。所以对于有刚度要求的轴,必须进行刚度的校核计算。

轴的刚度分为弯曲刚度与扭转刚度两种。前者以挠度或偏转角来度量;后者以扭转角来度量。轴的刚度校核计算通常是计算出轴在受载时的变形量,并控制其不大于允许值。

一、轴的弯曲刚度校核计算

如上述,进行轴的弯曲刚度校核计算时,先需算出轴的弯曲变形。由于轴承间隙,箱体刚度,配合在轴上的零件的刚度,以及轴的局部削弱等都要影响到轴的变形,所以精确计算轴的弯曲变形是很复杂的。因此,通常均按材料力学中的公式和方法算出轴的挠度 y 和偏转角 θ ,并控制其满足 $y \leq [y], \theta \leq [\theta]$,此处轴的允许挠度 $[y]$ 和允许偏转角 $[\theta]$ 在一般机械中的规定值见表 9-5。

二、轴的扭转刚度校核计算

校核轴的扭转刚度时,同样先用材料力学的公式和方法算出轴每米长的扭转角 φ_0 ,并控制其满足 $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$,此处 $[\varphi_0]$ 为轴每米长允许的扭转角,对于一般传动,可取 $[\varphi_0] = 0.5 \sim 1(^{\circ})/m$;对于精确传动,可取 $[\varphi_0] = 0.25 \sim 0.5(^{\circ})/m$;对于要求不严的轴, $[\varphi_0]$ 可大于 $1(^{\circ})/m$ 。

表 9-5 轴允许的挠度及允许偏转角

名 称	允许挠度 $[y_{\max}]$ (mm)
一般用度的轴	$(0.0003 \sim 0.0005)l$
刚度要求较严的轴	$0.0002l$
感应电动机轴	0.1Δ
安装齿轮的轴	$(0.01 \sim 0.05)m_n$
安装蜗轮的轴	$(0.02 \sim 0.05)m_{t2}$
名 称	允许偏转角 $[\theta_{\max}]$ (rad)
滑动轴承	0.001
向心球轴承	0.005
圆锥滚子轴承	0.0016
圆柱滚子轴承	0.0025

注: l —轴的跨距, mm; Δ —电动机定子与转子间的间隙, mm; m_n —齿轮的法面模数; m_{t2} —蜗轮的端面模数。

§ 9-5 轴的振动

轴是一个弹性体,当轴旋转且受到周期性载荷作用时,如果载荷的频率与轴的自振频率相同或相近,会使轴出现剧烈的振动,发生共振现象,严重时会使轴或轴上零件甚至整个机器遭到破坏。大多数机器中的轴,虽然不受周期性的外载荷作用,但由于轴和轴上零件材料组织的不均匀,制造误差或对中性不良,造成回转零件重心不在回转轴线上,而偏移一个距离 e (称为偏心距)。这样,当轴回转时,就要产生离心力,这种力对轴产生周期性的干扰,从而引起轴的弯曲振动,又称横向振动。如果这种振动的频率与轴的弯曲自振频率相同,就会出现弯曲共振现象。轴的振动除了弯曲振动之外,还有扭转振动和纵向振动。但一般轴最常见的是弯曲振动。

轴的共振与其转速有关,只有转速达到一定值时,轴的振动幅度才迅速增大,出现共振;引起轴产生共振的转速称为轴的临界转速。如果继续提高轴的转速,振动反而会衰减;当轴的转速达到另一较高值时,轴又出现新的共振现象。所以轴的临界转速不只一个,最低的临界转速

称为一阶临界转速,其余类推。通常工况下计算一阶临界转速。

现以单圆盘双铰支轴(图 9-7)为例求其第一临界转速。设圆盘质量为 m ,圆盘所受重力为 W ,重力加速度为 g ,则 $m = \frac{W}{g}$ 。圆盘重心 c 对轴线的偏心距为 e ,当圆盘质量比轴的质量大得多,轴的质量就可忽略不计。当轴静止时($\omega=0$),在圆盘重力 W 作用下产生静挠度 y_0 (如图 9-7a)为

$$y_0 = W/c \quad (9-9)$$

式中, c 称为轴的刚度(即使轴产生单位挠度所需的力)。

当圆盘和轴以角速度 ω 作等速回转时,由于圆盘重心的偏移,将产生离心力 F ,使轴又产生动挠度 y_d 。所以轴的总挠度为 $y_0 + y_d$ (如图 9-7b)。这时圆盘重心 c 将以 OO' 为中心,以 $\rho = y_0 + e$ 为半径作回转运动,所产生的离心力为

$$F = m\rho\omega^2 = m(y_0 + e)\omega^2$$

在弹性变形范围内,轴的弹性反回力 R 与动挠度 y_d 成正比,由平衡条件可知,应等于离心力。即

$$R = cy_d = F = m(y_0 + e)\omega^2$$

解得

$$y_d = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2} = \frac{e}{\frac{c}{m\omega^2} - 1} \quad (9-10)$$

式中,当 $\frac{c}{m\omega^2} = 1$ 时, $y_d \rightarrow \infty$,也就是轴的挠度为无限大,即轴产生共振。(实际运转中,由于周围介质的阻尼,轴承等零件的约束作用和材料的内摩擦,轴的挠度不致立即无限增大,而是表现为剧烈的振动)。这时的角速度即轴的第一临界角速度 ω_{c1} 为

$$\omega_{c1} = \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ (rad/s)} \quad (9-11)$$

或轴的第一临界转速 n_{c1} 为

$$n_{c1} = \frac{60\omega_{c1}}{2\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} \text{ (r/min)} \quad (9-12)$$

由式(9-12)可见,轴的临界转速只与圆盘质量 m 以及轴的刚度 c 有关;圆盘质量越大,轴的刚度越低,则轴的临界转速越低。

将(9-11)式代入(9-10)式得

$$y_d = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{c1}}{\omega}\right)^2 - 1} \quad (9-13)$$

由上式可以看出,当轴的工作转速大于临界转速(即 $[\omega_{c1}/\omega] < 1$)时, y_d 与 e 方向相反,如图 9-7c 所示。当角速度增大时,动挠度将随之减小;当 $\omega \rightarrow \infty$ 时, $y_d \rightarrow -e$,这就表示回转零件的重心 c 与回转中心趋向重合。这种状态称为轴的自动定心。此时离心力 $F=0$ 。

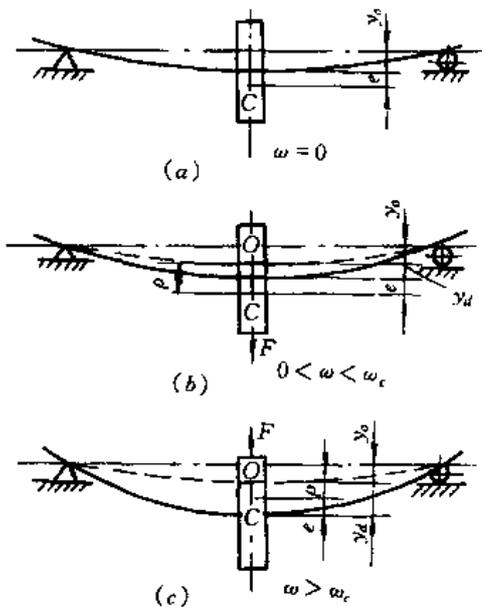


图 9-7 单圆盘的弯曲振动

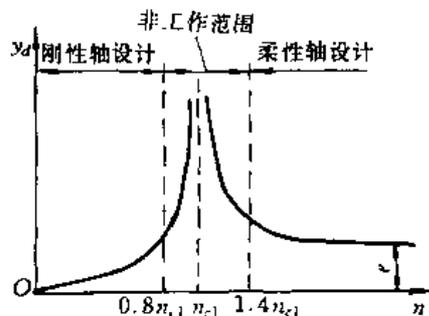


图 9-8 轴的工作转速范围

为了防止轴发生共振现象(也是振动计算的目的),设计时应使轴的转速离开引起轴产生共振的临界转速区(如图 9-8 所示)。工作转速 n 低于第一临界转速 n_{c1} 的轴,为减少共振危险,往往要提高其刚度,常将这样的轴称为刚性轴。对于刚性轴,应使 $n < 0.8n_{c1}$,当轴的转速很高时,如仍用刚性轴,直径必须很大,为此,常使它在超过第一临界转速 n_{c1} 的状态下工作,这种轴称为挠性轴。对于挠性轴,应使 $1.4n_{c1} < n < 0.8n_{c1}$,例如离心机,汽轮机等机器上的轴常为挠性轴。对于有挠性轴的机器,启动时应使之迅速通过第一临界转速。

例题 1 试求用 150r/min,传递 75kW 功率的轴径以多大为宜,轴的材料选用 45 号钢。

解:由式(9-1)得

$$d = A_0 \sqrt[3]{\frac{P}{n}}$$

由表 9-1 取 $A_0 = 110$,则

$$d = 110 \sqrt[3]{\frac{75}{150}} = 87.3 \text{ mm}$$

圆整取标准直径 $d = 90 \text{ mm}$ 。

例题 2 实心轴与空心轴用牙嵌离合器联接如图所示,已知转速 $n = 100 \text{ r/min}$,传递功率 $P = 13.6 \text{ kW}$,材料的许用剪应力 $[\tau] = 40 \text{ MPa}$ 。已选定空心轴的直径系数 $\beta = d_1/d = 0.8$,试根据强度条件确定 D, d 及 d_1 。

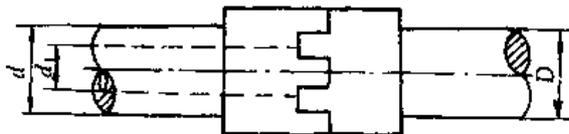


图 9-9 空心传动轴

解:外力矩 T 为

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{13.6}{100} = 1300 \text{ N} \cdot \text{m}$$

内力矩等于外力矩,则实心轴直径 D 可根据式(9-1)得

$$D = 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}} = 17.2 \sqrt[3]{\frac{1300}{40}} = 55 \text{ mm}$$

取标准直径 $D = 60 \text{ mm}$ 。

空心轴的外径根据式(9-2)

$$\begin{aligned} d &= 17.2 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-\beta^4}} \\ &= 17.2 \sqrt[3]{\frac{1300}{40}} \times \frac{1}{\sqrt[3]{1-0.8^4}} \\ &= 65.5 \text{ mm} \end{aligned}$$

取标准直径 $d = 70 \text{ mm}$, 则 $d_1 = 0.8d = 56 \text{ mm}$ 。

例题 3 水力发电站的水力涡轮机有 7375 kW 的功率, 联接涡轮机和发电机的轴的直径 $d = 650 \text{ mm}$, 长度 $L = 10 \text{ m}$, 材料为 45 号钢, 轴的转速 $n = 57.7 \text{ r/min}$, 试校核轴的扭转强度, 并计算两端的相对扭转角是多少?

解: 1. 正常工作时轴所受的扭矩

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{7375}{57.3} = 1220 \times 10^3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

2. 由表 9-1 查得 45 号钢许用剪应力

$$[\tau] = 30 \text{ MPa} \sim 40 \text{ MPa}$$

3. 轴正常工作时的剪应力

$$\tau = \frac{T}{0.2d^3} = \frac{1220 \times 10^3 \times 1000}{0.2 \times 650^3} = 21.8 \text{ MPa}$$

$\tau < [\tau]$, 故轴的强度足够。

4. 每米轴长的扭转角按材料力学公式计算

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{T \cdot l}{GJ_p} = \frac{T \cdot 1}{GJ_p} \\ &= \frac{16.38^4 T}{d^4} = \frac{16.38^4 \times 1220 \times 10^3}{650^4} = 0.5^\circ / \text{m} \end{aligned}$$

5. 轴两端相对扭转角

$$\psi_{\max} = \varphi L = 0.5 \times 10 = 5^\circ$$

例题 4 圆轴的直径 $d = 60 \text{ mm}$, 转速 $n = 120 \text{ r/min}$ 。若该轴的材料为 40Cr, 试求该轴能传递多大的功率?

解: 1. 查表 9-1, 40Cr 的 $[\tau] = 40 \text{ MPa} \sim 52 \text{ MPa}$, 取 $[\tau] = 40 \text{ MPa}$

2. 根据 $\frac{T}{0.2d^3} \leq [\tau]$, 得 $T = 60^3 \times 40 \times 0.2 = 1760 \text{ N} \cdot \text{m}$

3. 因为横截面上的扭矩等于轴上所承受的外力矩, 即

$$T = 9550 \times \frac{P}{n}$$

$$\text{所以 } P = \frac{T \cdot n}{9550} = \frac{1760 \times 120}{9550} = 22.1 \text{ kW}$$

例题5 图示为某辊锻机的上辊齿轮轴。已知轴所传递的扭矩 $T=75000\text{N}\cdot\text{m}$ 。齿轮的齿数 $Z=38$ ，模数 $m=16\text{mm}$ 。压力角 $\alpha=20^\circ$ ，轴的直径 $d=250\text{mm}$ ，材料的许用应力 $[\sigma]=120\text{MPa}$ ，试校核此轴的强度。

解:1. 外力分析

齿轮上的圆周力 F_t 和径向力 F_r 分别向 C 截面的形心简化后可知。轴在水平和铅重两个平面内发生弯曲变形，同时轴还有扭转变形，如图 9-5(b) (c) (e) (g) 所示。

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \times 75000 \times 10^3}{608} = 246710\text{N}$$

又径向力

$$\begin{aligned} F_r &= F_t \cdot \text{tg}\alpha \\ &= 246710 \times \text{tg}20^\circ \\ &= 89900\text{N} \end{aligned}$$

2. 内力分析及危险断面的确定

轴在水平面内弯曲的最大弯矩为

$$\begin{aligned} M_{z\text{max}} &= R_{Az} \times 0.245 \\ &= \frac{F_t}{2} \times 0.245 \\ &= \frac{1}{2} \times 246710 \times 0.245 \\ &= 30222\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

轴在铅垂面内弯曲的最大弯矩为

$$\begin{aligned} M_{y\text{max}} &= R_{Ay} \times 0.245 \\ &= \frac{F_r}{2} \times 0.245 \\ &= \frac{1}{2} \times 89900 \times 0.245 \\ &= 11000\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\text{max}} &= \sqrt{M_{z\text{max}}^2 + M_{y\text{max}}^2} \\ &= \sqrt{30222^2 + 11000^2} \\ &= 32162\text{N}\cdot\text{m} \end{aligned}$$

3. 扭矩 T

$$T = 75000\text{N}\cdot\text{m}$$

4. 强度校核

由上计算可知，轴的危险截面为 C 截面。该截面的应力

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\sqrt{M^2 + (\alpha T)^2}}{0.1d^3} \\ &= \frac{\sqrt{32162^2 + (1 \times 75000)^2}}{0.1 \times 250^3} \end{aligned}$$

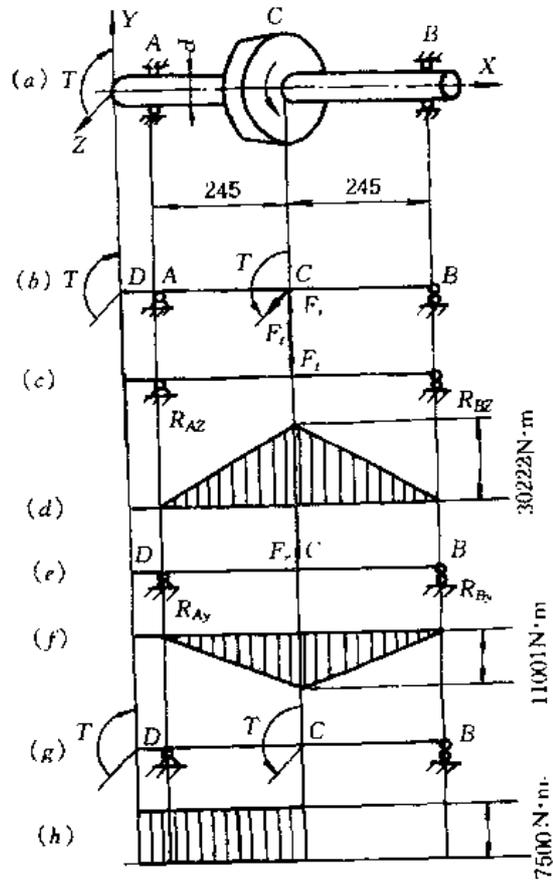


图 9-10 辊锻机上辊齿轮轴

$$= 52.2 \text{MPa}$$

$\sigma < [\sigma]$, 此轴强度足够。

例题 6 一减速器传动轴, 受力如图(9-11)所示, 试校核截面 I—I 的静力强度。轴的材料为 35 号钢。

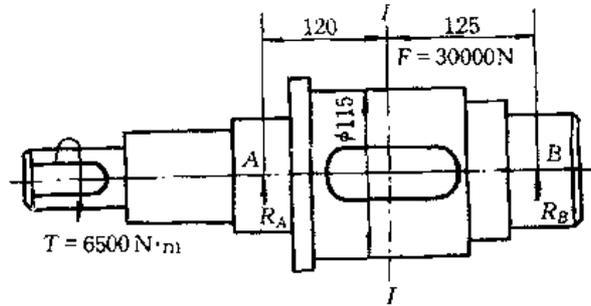


图 9-11 减速器传动轴

解: 1. 计算支点反力

$$R_A = F \times \frac{125}{120+125} = 30000 \times \frac{125}{245} = 15306 \text{N}$$

$$R_B = F \times \frac{120}{120+125} = 30000 \times \frac{120}{245} = 14694 \text{N}$$

2. 计算弯矩

$$M = R_A \times 0.12 = 15306 \times 0.12 = 1837 \text{N} \cdot \text{m}$$

3. 扭矩

$$T = 6500 \text{N} \cdot \text{m}$$

4. 校核断面 I—I 的静强度

取静强度安全系数 $S_s = 1.8$; 35 号钢的 $\sigma_s = 260 \text{MPa}$, 取 $\tau_s = 0.585$, $\sigma_s = 0.585 \times 260 = 152 \text{MPa}$ 。

抗弯截面模量

$$\begin{aligned} W &= \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \\ &= \frac{\pi \times 115^3}{32} - \frac{32 \times 11 \times (115-11)^2}{2 \times 115} \\ &= 133 \times 10^4 \text{mm}^3 \end{aligned}$$

抗扭截面模量

$$W_T = 282 \times 10^3 \text{mm}^3$$

$$\therefore S_{\sigma} = \frac{\sigma_s}{\frac{M}{W}}$$

$$= \frac{260 \times 133 \times 1000}{1837 \times 1000}$$

$$= 18.8$$

$$S_s \tau = \frac{\tau_s}{\frac{T}{W_T}}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{152 \times 282 \times 1000}{6500 \times 10000} \\
&= 6.6 \\
\therefore S_{\sigma\sigma} &= \frac{S_{\sigma\sigma} \cdot S_{\sigma\sigma}}{\sqrt{S_{\sigma\sigma}^2 + S_{\sigma\sigma}^2}} \\
&= \frac{18.8 \times 6.6}{\sqrt{18.8^2 + 6.6^2}} \\
&= 6.2 > S_s = 1.8
\end{aligned}$$

∴ 轴的静力强度足够

例题 7 钢轴直径 $d=50\text{mm}$, 轴上圆盘位置如图 9-12 所示, 各圆盘重量为 900N , 1600N , 700N 。求钢轴的第一临界转速?

解: 1. 按最简单振动形式求轴的第一横向振动临界转速, 所以 F_1, F_2 向下, F_3 向上 (题 9-7 图)。

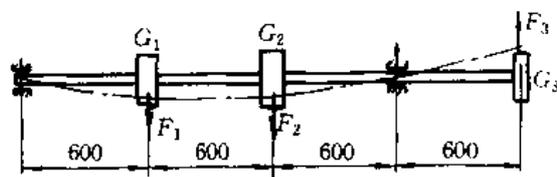


图 9-12

2. 设 $F_1=G_1=900\text{N}$, $F_2=G_2=1600\text{N}$, $F_3=G_3=700\text{N}$ 。

3. 可以算出轴在各 F 力作用下, 各点静力挠度分别为 $0.469, 0.510, 0.708\text{mm}$ 。

4. 利用式(9-12)

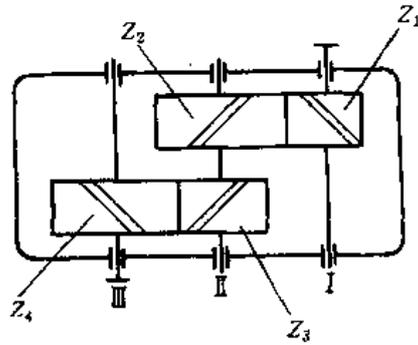
$$\begin{aligned}
n_{c1} &= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^3 G_i Y_i}{\sum_{i=1}^3 G_i Y_i^2}} \\
&= \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{9807 \times (900 \times 0.469 + 1600 \times 0.510 + 700 \times 0.708)}{900 \times 0.469^2 + 1600 \times 0.510^2 + 700 \times 0.708^2}} \\
&= 1268 \text{r/min}
\end{aligned}$$

习 题

1. 轴的功用是什么?
2. 轴有哪些类型, 各有何特点? 试举一二例。
3. 自行车的前轴, 后轴和中轴, 受弯矩还是既受弯矩又受扭矩, 是心轴还是转轴?
4. 试比较转轴, 心轴和传动轴在受载情况下, 各产生什么应力, 应力变化的特性如何?
5. 轴的结构设计的主要内容有哪些?
6. 什么叫刚性轴及柔性轴? 设计高速运转的轴时, 应如何考虑轴的工作转速范围? 若计算

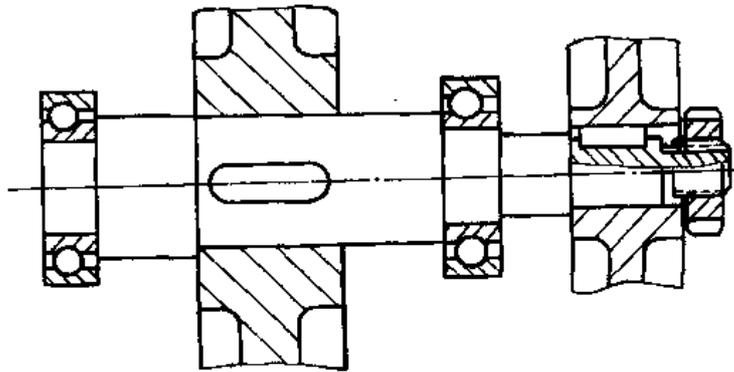
结果不能符合要求,则应采取哪些措施来改进设计?

7. 如图示,二级斜齿圆柱齿轮减速器($Z_1=22, Z_2=77, Z_3=21, Z_4=78$)由高速轴 I 输入的功率 $P=40\text{kW}$, 转速 $n_1=590\text{r/min}$, 轴的材料为 45 号钢。试初估三根轴的直径。



题 7 图

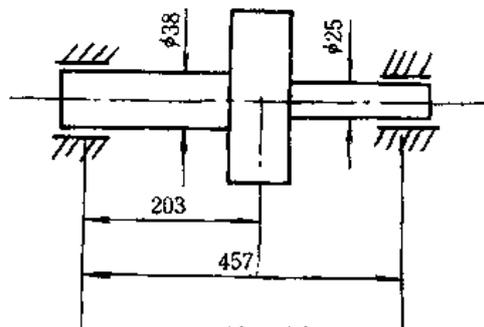
8. 指出图中轴的结构有哪些不合理和不完善的地方, 提出改进意见, 并画出改进后的结构图。



题 8 图

9. 试设计一级圆柱直齿轮减速器的从动齿轮轴。已知减速器传递功率 $P=44\text{kW}$, 从动齿轮节圆直径 $d_2=320\text{mm}$, 转速 $n=600\text{r/min}$, 轮毂长度 $L=80\text{mm}$ 。

10. 如图所示, 圆盘重量 1450N , 试计算钢轴的第一临界速度。



题 10 图

联轴器与离合器

§ 10-1 联轴器和离合器的作用

联轴器和离合器通常用来联接不同机件中的两轴,以便将主动轴的运动及动力直接传递给从动轴。它也可用作安全装置,保护被联接的机械不因过载而损坏。

用联轴器联接的两轴,只有在机器停车后,用拆卸的方法才能将其分离。当从动轴要求能随时起动,随时停止而主动轴难于作出相应的变化时,可用离合器来联接两轴,以达到能随时将两轴分离或结合的要求。例如机床中电动机与变速箱轴之间可用联轴器联接;而汽车发动机与变速箱之间,普通车床的自动走刀运动,则要用离合器来控制。

联轴器所联接的两轴属于两个不同的机器或部件,由于制造和安装误差,零件的变形,磨损,基础的下沉等原因,都可能使两轴轴线不重合而产生位移。可能产生的位移有如图 10-1 所示的轴向位移 x 、径向位移 y 、角度位移 α 和综合位移等情况。由于这些位移的存在,轴将引起附加应力和振动,使机器零件工作情况恶化。此时就要求联轴器能对两轴可能产生的位移进行补偿,以消除或减少其危害。此外有的联轴器含有弹性元件,能起吸收振动和缓冲的作用。

联轴器和离合器多已标准化和系列化,设计时首先选择合适的类型,而后按轴的直径,传递的扭矩和转速确定联轴器的型号和结构尺寸。然后再对其中薄弱的零件进行强度校核。必要时亦可根据工作要求,参照相近的标准联轴器和离合器自行设计。

联轴器和离合器的扭矩应取机械在动载荷或过载时的最大扭矩。对于最大扭矩不能精确求得或没有给出计算方法的联轴器和离合器,按下式进行强度校核计算:

$$T_{ca} = K_A T \leq [T_{ca}] \quad (10-1)$$

式中: T_{ca} ——最大扭矩即为计算扭矩, $N \cdot m$;

K_A ——工作情况系数,查表 10-1;

T ——传递扭矩, $N \cdot m$;

$[T_{ca}]$ ——许用扭矩, $N \cdot m$ 。设计手册内查阅。

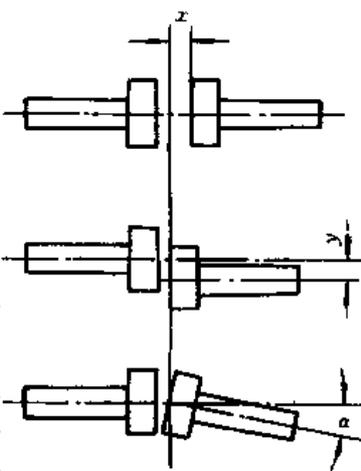


图 10-1 两轴间位移

表 10-1 工作状况系数 K_A

原动机	工作机	K_A
电 动 机	胶带输送机, 鼓风机, 连续运动的金属切削机床	1.25~1.5
	链式输送机, 刮板输送机, 螺旋输送机, 离心式泵, 木工机床	1.5~2.0
	往复运动的金属切削机床	1.5~2.5
	往复式泵, 往复式压缩机, 球磨机, 破碎机, 冲剪机, 空气锤	2.0~3.0
	起重机, 升降机, 轧钢机, 压延机	3.0~4.0
往复式 发动机	发电机	1.5~2.0
	离心机	3.0~4.0
	往复式工作机, 如压缩机, 泵	4.0~5.0

注: 固定式, 刚性可移式联轴器选用较大 K_A 值, 弹性联轴器选用较小 K_A 值, 牙嵌式离合器 $K_A=2\sim3$; 摩擦式离合器 $K_A=1.2\sim1.5$; 安全联轴器 $K_A=1.25$ 。

§ 10-2 联轴器

一、常用联轴器的形式, 构造和适用场合

联轴器可分为固定式和可移式两大类。典型的固定式联轴器有刚性凸缘联轴器, 套筒联轴器两种。常见的可移式联轴器有弹性圈柱销联轴器, 十字滑块联轴器, 齿轮联轴器, 万向联轴器等数种, 现分别介绍如下:

1. 刚性凸缘联轴器

图 10-2, 为刚性凸缘联轴器, 由半联轴器 1 和 2 以及联接它们的螺栓所组成。采用普通螺栓(图 10-2a), 螺栓与孔间有间隙, 扭矩靠拧紧螺栓后两圆盘接触面间的摩擦力来传递。采用铰制孔用螺栓(图 10-2b)时, 螺栓与孔的配合紧密并略带过盈, 扭矩直接通过螺栓来传递。

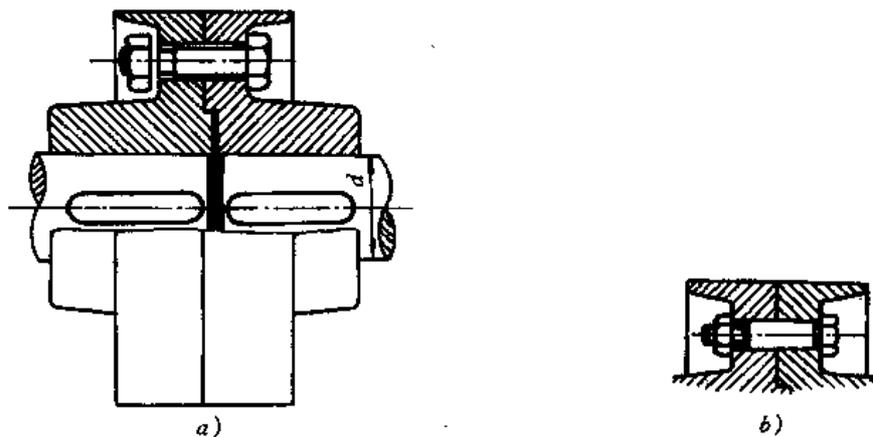


图 10-2 刚性凸缘联轴器

这种联轴器结构简单,成本低廉,但不能补偿轴的偏移,没有吸振,缓冲的作用,安装的精度要求高,它适用于联接速度低,扭矩大,刚性好的轴,是应用最广的一种固定式联轴器。刚性凸缘联轴器(采用铰制孔用螺栓)的尺寸型号见标准。

2. 套筒联轴器

套筒联轴器的套筒和联接件(销钉或键)所组成(图 10-3),当用键作联接零件时,还要用紧定螺钉作轴向固定,以防止套筒轴向窜动。当用销钉作联接件时,若按过载时销钉被剪断的条件来设计,这种联轴器可用作安全联轴器。

套筒联轴器结构简单,径向尺寸小,但装拆不便。多用于机床、仪器中。

3. 弹性圈柱销联轴器

弹性圈柱销联轴器与凸缘联轴器在结构上相似,不同的地方在于不用螺栓直接联接,而是通过装有弹性圈的柱销来联接(图 10-4)。弹性圈用橡胶制成,利用其弹性,不仅可以缓和冲击,吸收振动,而且还可以补偿两轴

线间的小量偏移。它因为具有这些良好的性能而被广泛地应用于传递中小扭矩,转速较高,启动频繁,转向常改变的各种机械中。弹性圈柱销联轴器的尺寸、型号见标准。

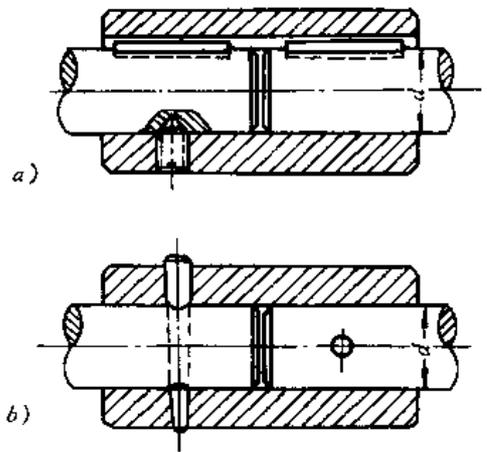


图 10-3 套筒联轴器

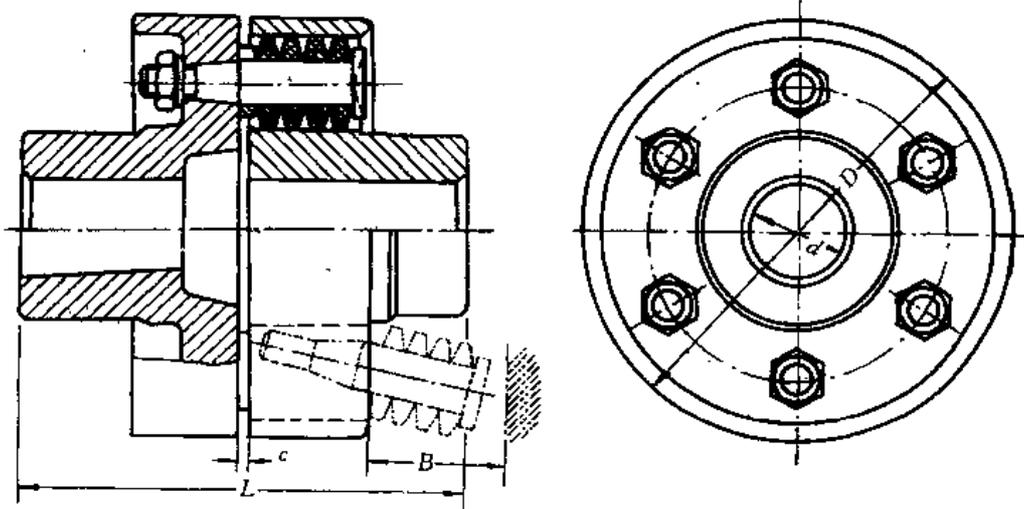


图 10-4 弹性圈柱销联轴器

4. 十字滑块联轴器

十字滑块联轴器的结构如图 10-5 所示。它由 2 个端面开有凹槽的套筒 1,3 及 1 个两侧面具有互相垂直的凸肩的中间盘 2 所组成。中间盘两面的凸肩分别嵌入左右套筒的凹槽中,将两轴联接成一体。如果两轴线不同心或偏斜,运转时,中间盘的凸肩将沿凹槽滑动。

当轴的转速很高时,因两轴线偏移而使中间盘产生很大的离心力,从而加剧磨损,并使轴和轴承受附加动载荷。为了减轻滑动而间的摩擦和磨损,中间盘上制有油孔,以便加润滑油。

这种联轴器适用于低速,刚性较大,冲击小及两轴轴线可能有偏移的情况,例如带式运输的低速轴,就采用这种联轴器。

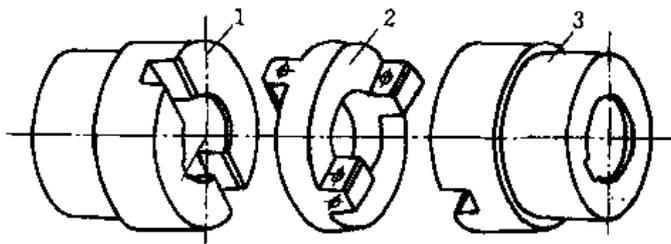


图 10-5 十字滑块联轴器

5. 万向联轴器

图 10-6a 为万向联轴器的结构示意图。它由两个具有叉状端部的万向接头 1,2 和一个十字销 3 组成。

万向联轴器主要用于两轴交叉的传动,两轴的角度偏移 α 可达 $35^\circ \sim 45^\circ$ 。在两轴相交的情况下,当主动轴回转一周时,从动轴也回转一周,但两轴的瞬时角速度并不是时时相等。这也就是说,当主动轴以等角速回转时,从动轴作变角速转动。具体分析如下:

在图 10-6b 中设两轴的角速度偏移为 α ,先假设主动轴 1 的叉面在图纸平面上,而从动轴 2 的叉面垂直于图纸平面,并设主动轴角速度为 ω_1 ,从动轴在此位置时的角速度为 ω'_2 。

分析十字销上 A 点的速度,若将十字销看作随轴 1 一起转动时,A 点的速度为

$$v_{A1} = \omega_1 \cdot r$$

而把十字销看作随轴 2 一起转动时,A 点的速度为

$$v_{A2} = \omega'_2 \cdot r \cdot \cos\alpha$$

同一点 p,速度应相等,即 $v_{A1} = v_{A2}$,所以

$$\omega_1 r = \omega'_2 \cdot r \cdot \cos\alpha$$

即
$$\omega'_2 = \frac{\omega_1}{\cos\alpha} \tag{a}$$

当两轴转过 90° (图 12-7c)时,主动轴 1 的叉面在图纸平面上时,若从动轴此时的角速度为 ω''_2 ,分析 B 点的速度则有:

$$v_{B1} = \omega_1 \cdot r \cos\alpha$$

$$v_{B2} = \omega''_2 \cdot r$$

因为 $v_{B1} = v_{B2}$,所以可得:

$$\omega''_2 = \omega_1 \cdot \cos\alpha \tag{b}$$

当两轴继续回转 90° 完成半周时,两轴角速度的关系又完成(a)式;再继续转第三个 90° 时,两轴角速度的关系又回到(b)式,当回转第四个 90° 完成一整周时,两轴角速度的关系重复(a)式。由此可看出,当主动轴以 ω_1 等速回转半周时,从动轴的角速度 ω_2 将在下列范围内变化:

$$\omega_1 \cos\alpha \leq \omega_2 \leq \frac{\omega_1}{\cos\alpha}$$

当主动轴连续等速回转时,从动轴的角速度 ω_2 就按上式作连续周期性变化。将上式各项同除

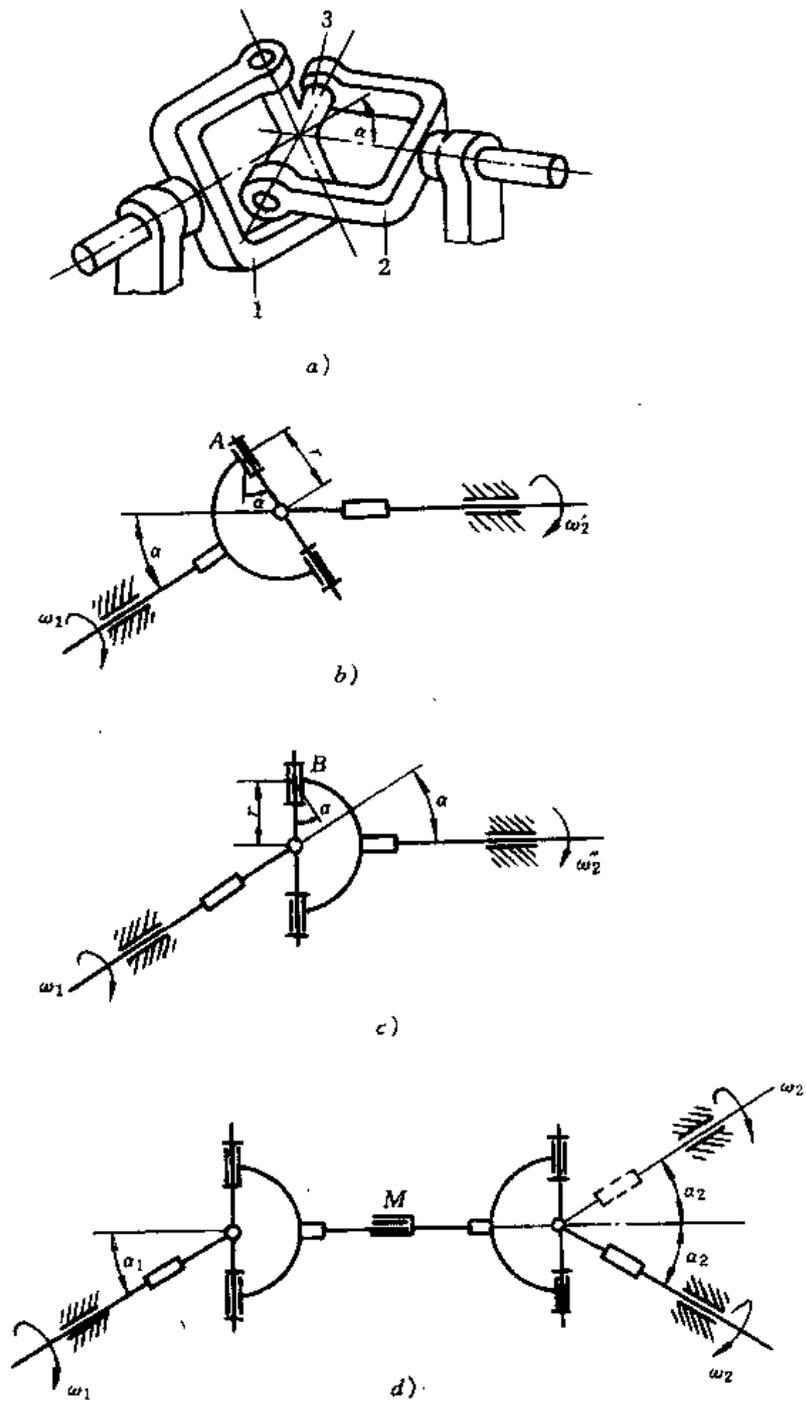


图 10-6 万向联轴器

以 ω_1 , 可得:

$$\cos\alpha \leq \frac{\omega_2}{\omega_1} \leq \frac{1}{\cos\alpha}$$

式中 $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ 即为传动比 i_{21} , 故传动比 i_{12} 的变化范围为:

$$\frac{1}{\cos\alpha} \leq i_{12} \leq \cos\alpha \quad (c)$$

由(c)式可以看出,两轴夹角 α 越大时,传动比 i_{21} 的变化范围也愈大。例如 $\alpha=30^\circ$ 时,传动比的变化范围为:

$$0.866 \leq i_{21} \leq 1.16$$

当 $\alpha=0^\circ$ 时, $i_{21}=1$,此时两轴角速度时时相等。一般为避免构件互相碰撞, $\alpha_{\max}=35^\circ\sim 45^\circ$ 。图10-7列出 $\alpha=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ 时传动比的变化图形。

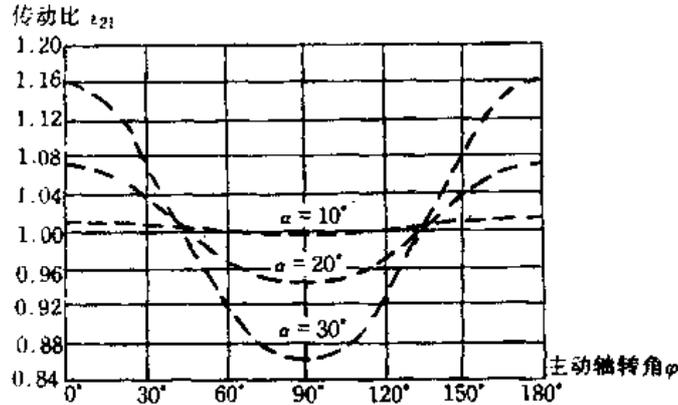


图 10-7 万向联轴器传动比的变化

从动轴角速度的变化,在传动中将引起附加的动载荷。为了消除这种现象,常将万向联轴器成对使用。采用成对使用的双万向联轴器时(图11-8),为使主动轴与从动轴角速度相等,应满足以下条件(主动轴,从动轴和中间联接轴在同一平面内时):

- 1) 主动,从动轴和中间联接轴的夹角 α 必须相等;
- 2) 中间联接轴在左右两端的叉面,必须位于同一平面内。

万向联轴器的尺寸型号,可以从有关手册中选取。这种联轴器在机床,汽车等机械中,应用较广泛。

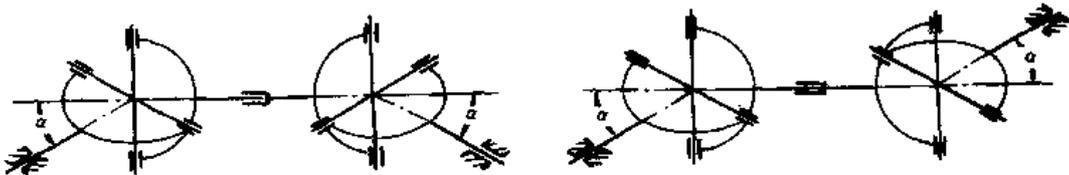


图 10-8 双万向联轴器

二、强度校核计算

1. 套筒联轴器

套筒联轴器一般采用45号钢制造,设计时主要验算销或键的剪应力。

当采用圆锥销时,销的剪应力为

$$\tau = \frac{4T}{\pi d_1^2 d} \leq [\tau] \quad (10-2)$$

当采用键时,套筒的扭转剪应力为

$$\tau = \frac{T_j}{0.2D^3[1-(\frac{d}{D})^4]} = \frac{5T_j}{D^3[1-(\frac{d}{D})^4]} \leq [\tau] \quad (10-3)$$

上列两式中

T_j ——最大扭矩, N·m;

d_1 ——销的直径, mm;

d ——轴的直径, mm;

D ——套筒外径, mm;

$[\tau]$ ——销或键材料的许用剪应力, 对 45 号钢, $[\tau]=35\text{MPa}$ 。

例题 1 皮带输送机的减速器用 I 型(销联接)套筒联轴器与电动机联接, 电动机功率 $P=4.5\text{kW}$, 转速 $n=960\text{r/min}$, 轴径 $d=35\text{mm}$, 试确定联轴器型号及结构尺寸。

解: 1. 计算最大扭矩 T_j

联轴器传递的公称扭矩

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{4.5}{960} = 44.8 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由表 10-1 取工作情况系数 $K_A=1.5$, 则计算扭矩 T_{ca} 即为最大扭矩, 由(10-1)式

$$\text{得 } T_{ca} = T_j = K_A \cdot T = 1.5 \times 44.8 = 67.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据电动机轴径 $d=35\text{mm}$, 查阅《机械设计手册》得 I 型联轴器的许用扭矩 $[T_j]=250 \text{ N} \cdot \text{m}$, $T_j < [T_j]$, 该联轴器承担的扭矩可靠。

2. 结构尺寸

查手册得 I 型联轴器的结构尺寸为: $D=50\text{mm}$, $L=105\text{mm}$, $l=25\text{mm}$, 圆锥销为 $d_1 \times l_1 = 10 \times 50\text{mm}$ 。

3. 强度校核计算

主要校核圆锥销的剪切强度 τ

$$\tau = \frac{4T_j}{\pi d_1^2 l} = \frac{4 \times 67.2 \times 1000}{\pi \times 10^2 \times 35} = 24.5 \text{ MPa}$$

圆锥销的材料为 45 号钢, 许用剪切应力 $[\tau]=35\text{MPa}$

$\therefore \tau < [\tau]$, 所选联轴器强度足够。

例题 2 试按下列数据选择联轴器, 电动机功率 $P=7.5\text{kW}$, 转速 $n=750\text{r/min}$, 电动机轴径 $d=45\text{mm}$, 电动机用于驱动起重机减速器。

解: 1. 起重机经常反转, 且重载, 选用 I 型套筒联轴器。

2. 计算最大扭矩 T_j

联轴器传递的公称扭矩

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{7.5}{750} = 96.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

由表 10-1 取工作情况系数 $K_A=3.5$, 则最大扭矩即计算扭矩 P_{ca}

$$T_j = T_{ca} = 3.5 \times 96.5 = 334 \text{ N} \cdot \text{m}$$

根据轴径 $d=45\text{mm}$, 查《机械设计手册》得 I 型联轴器的许用扭矩 $[T_j]=710 \text{ N} \cdot \text{m}$

$T_j < [T_j]$, 满足式(10-1), 联轴器扭矩满足要求。

3. 确定结构尺寸

由设计手册查得 $D=70\text{mm}$, $L=140\text{mm}$, $l=3.5\text{mm}$, $c=1.5\text{mm}$, $r=0.3\text{mm}$, 螺钉 $M10\times 18$, 键 $14\times 60\text{mm}$ 。

4. 套筒强度验算

套筒的扭转剪应力按式(10-2)得

$$\tau = \frac{5T_j}{D^3[1-(\frac{d}{D})^4]} = \frac{5 \times 34 \times 1000}{70^3 \times [1-(\frac{45}{70})^4]} = 5.9\text{MPa}$$

套筒材料为 45 号钢, 许用剪应力 $[\tau]=35\text{MPa}$

$\tau < [\tau]$, 所选联轴器合用。

2. 凸缘联轴器

凸缘联轴器型号有 YL 和 YLD 两种, 设计时按标准选用。凸缘联轴器的两半联轴器多采用普通螺栓联接, 必要时可以校核螺栓强度。

单个螺栓所需的预紧力可由下式确定

$$fQ_p Z i \geq K_s F \quad \text{即 } Q_p \geq \frac{K_s 2T}{Z f i D_1} \quad (10-4)$$

式中: T ——公称扭矩, $\text{N} \cdot \text{m}$;

Z ——螺栓个数;

D_1 ——螺栓孔分布圆周直径, mm ;

f ——凸缘端面摩擦系数, 一般取 $f=0.1\sim 0.2$;

i ——摩擦面对数;

K_s ——防滑系数一般取 $K_s=1.2$ 。

螺栓的强度按前述进行计算。

例题 3 带式输送机减速器输出轴直径 $d=40\text{mm}$, 转速 $n=80\text{r}/\text{min}$, 传递功率 $P=4.5\text{kW}$, 试选择凸缘联轴器。

解: 1. 公称扭矩 T

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{4.5}{80} = 537\text{N} \cdot \text{m}$$

2. 最大扭矩 T_j

由表 10-1 取工作情况系数 $K_A=1.5$, 则

$$T_j = K_A \cdot T = 1.5 \times 537 = 805.4\text{N} \cdot \text{m}$$

3. 选择联轴器

根据最大扭矩 T_j 查《机械设计手册》选用 GL3 型联轴器, 其许用扭矩 $[T_j]=1000\text{N} \cdot \text{m}$, 并查得 $d=35\sim 42\text{mm}$, $D_1=130\text{mm}$, $h=18\text{mm}$, 螺栓数 $Z=6$, 螺栓内径 $d_s=12\text{mm}$ 。

4. 强度校核

取联轴器接触面摩擦系数 $f=0.2$, 则由式(12-4)得单个螺栓的预紧力 Q_p

$$Q_p = \frac{1.2 \times 2T}{Z f i D_1} = \frac{1.2 \times 2 \times 537 \times 1000}{6 \times 0.2 \times 1 \times 130} = 8260\text{N}$$

螺栓的计算应力为

$$\sigma = \frac{4 \times 1.3 \times Q_p}{\pi d_s^2} = \frac{4 \times 1.3 \times 8260}{\pi \times 12^2} = 95\text{MPa}$$

由《机械设计手册》查得 M6~M16 螺栓(35 号钢)的许用应力 $[\sigma]=80\text{MPa}\sim 107\text{MPa}$ 。故

螺栓强度足够,所选联轴器合适。

3. 十字滑块联轴器

这种联轴器的效率一般约为 0.95~0.97。强度验算时,主要验算槽与凸榫侧面的比压 p

$$p = \frac{6T_j D}{h(D^3 - d_1^3)} \leq [\rho] \quad (10-5)$$

式中:

T_j ——最大扭矩, N·m;

h ——滑块凸榫的厚度, mm;

D ——滑块外径, mm;

d_1 ——滑块内径, mm;

$[\rho]$ ——滑块材料许用比压, 未淬钢对铸铁, $[\rho]=10\text{MPa} \sim 15\text{MPa}$; 淬火钢对淬火钢, 润滑良好, $[\rho]=15\text{MPa} \sim 30\text{MPa}$ 。

例题 4 起重机减速器低速轴转速 $n=120\text{r/min}$, 传递功率 $P=5\text{kW}$, 试选择输出端联轴器。

解: 1. 类型及材料选择

选用十字滑块联轴器, 材料选用 ZG45, $[\rho]=100\text{MPa} \sim 120\text{MPa}$, $[\tau]=90\text{MPa}$ 。

2. 计算最大扭矩 T_j , 并决定联轴器主要数据

联轴器传递的扭矩

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{5}{120} = 398\text{N} \cdot \text{m}$$

由表 10-1 取工作情况系数 $K_A=3$, 则最大扭矩

$$T_j = T_A \cdot T = 3 \times 398 = 1194\text{N} \cdot \text{m}$$

查《机械设计手册》, 十字滑块联轴器的主要数据:

$$d_1 = 55\text{mm}; D_0 = 95\text{mm}; D = 150\text{mm};$$

$$L = 240\text{mm}; c = 0.5 + 0.3\text{mm}; h = 25\text{mm};$$

$$d_2 = 60\text{mm}; [T_j] = 1250\text{N} \cdot \text{m}。$$

3. 强度校核计算

由式(10-5)

$$p = \frac{6T_j D}{h(D^3 - d^3)} = \frac{6 \times 1194 \times 150}{25 \times (150^3 - 55^3)} = 13.4\text{MPa}$$

由此可知, $p < [\rho]$, 合适。

4. 弹性套柱销联轴器

弹性套柱销联轴器, 型号有 TL 型和 TLL 型两种, 设计时按国家标准选用, 必要时须验算主要零件:

柱销的弯曲应力

$$\sigma_b = \frac{10T_j L}{ZD_0 d^3} \leq [\sigma]_b \quad (10-6)$$

橡胶套的比压

$$p = \frac{2T_j}{ZD_0 d l} \leq [\rho] \quad (10-7)$$

式中： T ——最大扭矩， $N \cdot m$ ；

Z ——柱销数目；

$[\sigma]_b$ ——柱销材料的许用弯曲应力， $[\sigma]_b = 0.25\sigma_s$ ， σ_s 为柱销材料的屈服极限，一般可取 $[\sigma]_b = 80\text{MPa} \sim 90\text{MPa}$ ；

$[p]$ ——橡胶圈材料的许用比压， $[p] = 1.8\text{MPa} \sim 2\text{MPa}$ 。

D_0, d, L, l 尺寸见图 11-9 所示。

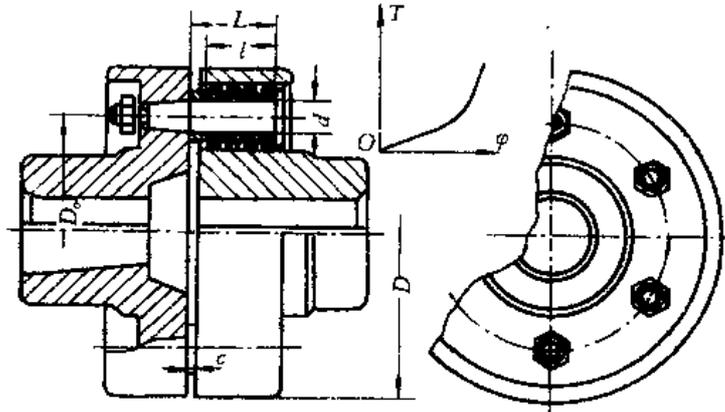


图 10-9 弹性圈柱销联轴器

例题 5 液压拉床的主运动系统由电动机直接带动轴向柱塞泵进行工作。电动机功率 $P = 15\text{kW}$ ，转速 $n = 960\text{r/min}$ ，电动机轴径 $d_1 = 45\text{mm}$ ，外伸长度 $l_1 = 110\text{mm}$ ；柱塞泵轴径 $d_2 = 45\text{mm}$ ，外伸长度 $l_2 = 60\text{mm}$ 。试选择电动机和柱塞泵之间的联轴器。

解：1. 类型选择

由于液压拉床的工作时断时续，泵上的载荷有变化，转速高。同时，为了安装方便，选用弹性套柱销联轴器。

2. 扭矩计算

公称扭矩

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{15}{960} = 150\text{N} \cdot \text{m}$$

由表 12-1 查取工作情况系数 $K_A = 2$ ，得最大扭矩

$$T_j = K_A \cdot T = 2 \times 150 = 300\text{N} \cdot \text{m}$$

3. 型号选择

根据最大扭矩、转速及两轴的轴径，由《机械设计手册》查得选用 MH3 型铸铁联轴器，有关数据为： $[T_j] = 466\text{N} \cdot \text{m}$ ； $[n] = 3300\text{r/min}$ ；孔径 $d_1 = 45\text{mm}$ ，柱销数目 $Z = 6$ ；柱销直径 $d = 18\text{mm}$ ，柱销圆柱部分长度 $L = 45\text{mm}$ ，橡胶套总长度 $l = 4 \times 9 = 36\text{mm}$ ，柱销分布圆周直径 $D_0 = 120\text{mm}$ 。

4. 验算柱销的弯曲应力 σ_b

由式(10-6)

$$\sigma_b = \frac{10T_j L}{Z D_0 d^3} = \frac{10 \times 300 \times 1000 \times 42}{6 \times 120 \times 18^3} = 30\text{MPa}$$

$\sigma_b < [\sigma]_b = 85\text{MPa}$ ，柱销弯曲强度足够。

5. 验算橡胶套的比压 p

由式(11-7)

$$p = \frac{2T_j}{ZdD_0l} = \frac{2 \times 300 \times 1000}{6 \times 18 \times 120 \times 36} = 1.2 \text{MPa} < [p] = 2 \text{MPa}$$

∴ MH₃ 型联轴器满足要求。

例题 6 驱动皮带运输机的电动机功率 $P = 9 \text{kW}$, 转速 $n = 800 \text{r/min}$, 轴径 $d = 40 \text{mm}$, 试选择所需联轴器。

解: 1. 类型选择

为了隔离震动与冲击, 选用弹性套柱销联轴器。

2. 计算最大扭矩

由式(10-1)最大扭矩

$$T_j = K_A \cdot T$$

查表 11-1 得工况系数 $K_A = 1.5$

公称扭矩 T

$$T = 9550 \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{9}{800} = 107 \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\therefore T_j = 1.5 \times 107 = 160.5 \text{N} \cdot \text{m}$$

3. 型号选择

由机械设计手册根据最大扭矩和轴径选用轻型联轴器 MO3 型, 许用扭矩 $[T_j] = 172 \text{N} \cdot \text{mm}$, 许用转速为 3900r/min , 轴径 $d_{B1} = 45 \text{mm}$ 。

4. 强度校核计算

由于 $T_j < [T_j]$, 转速, 轴径等均满足要求, 故强度校核计算从略。

§ 10-3 离合器

一、牙嵌离合器

牙嵌离合器主要由两个带牙的套筒 1, 3 所组成(图 10-10)。套筒 1 用键和螺钉固定在一根轴上, 而套筒 3 用导向键与另一轴相连接, 并可在轴上滑动。通过操纵杆移动滑块 4 可使两套筒接合和分离。对中环 2 与主动轴相连, 从动轴可以在对中环中自由转动, 以保证两轴的对中。

离合器的齿形沿圆周方向展开, 有梯形(图 10-11a), 锯齿形(图 10-11b), 矩形(图 10-11c)等数种。锯齿形牙的特点是只能传递单向的载荷; 矩形牙只能用于手动接合; 梯形牙嵌合容易, 并可消除牙侧间隙, 以减少冲击, 齿根强度高, 能传递较大的转矩, 所以应用很广。

牙嵌式离合器结构简单, 外廓尺寸小, 主、从动轴间不会发生相对转动, 适用于机床等要求精确传动比的场合。但这种离合器必须在低速或停车时进行结合, 以免打牙。

牙嵌式离合器的尺寸, 可根据轴径和传递的转矩, 从设计手册中选取。

二、摩擦式离合器

摩擦式离合器种类很多, 其中盘式摩擦离合器应用较广。盘式摩擦离合器又分单盘式和多

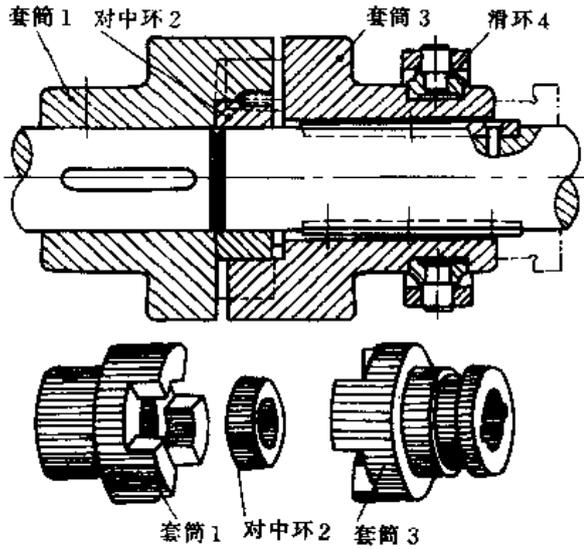


图 10-10 牙嵌式离合器

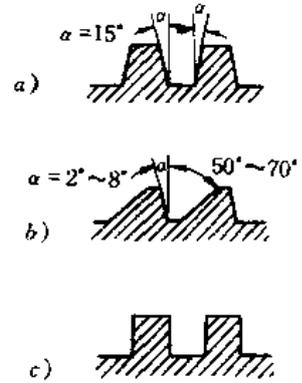


图 10-11 离合器沿圆周展开的齿形

盘式两种。下面简单介绍单盘式摩擦离合器的组成,工作原理及其优缺点。

单盘式摩擦离合器由摩擦盘 2,3 及滑环 4 等组成(图 10-12a)。摩擦盘 2 紧固在主动轴 1 上,摩擦盘 3 则用导键与从动轴 5 相连,通过操纵装置拨动滑环 4,可使两摩擦盘结合和分离。

轴向压力 Q 是为了保证两摩擦盘的接合面在工作时产生足够的摩擦力,从而传递扭矩(图 10-12b)。

设摩擦力的合力作用在平均半径 R_m 的圆周上,摩擦系数为 f ,则可传递的最大扭矩为:

$$T_{\max} = f \cdot Q \cdot R_m \quad (10-8)$$

摩擦离合器能平稳地离合,没有冲击。过载时离合器发生打滑,可防止其他零件损坏。但这种离合器的径向尺寸较大,同时在结合过程中要产生相对滑动,引起发热和磨损。

当要求传递较大的扭矩时,可采用多盘式摩擦离合器,这种离合器的结构及工作原理,可参阅有关资料。

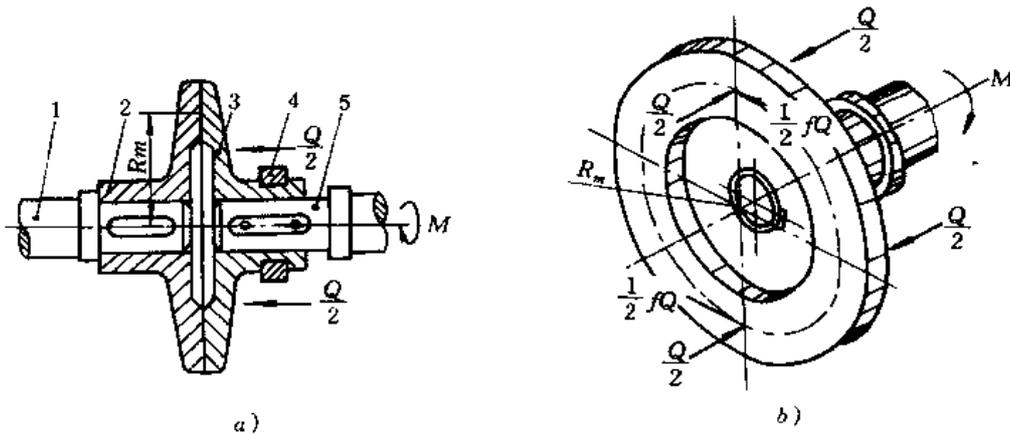


图 10-12 单盘式摩擦离合器

三、安全离合器及安全联轴器

安全离合器及安全联轴器用来保护被联接的机械不因过载而损坏。当传递的扭矩超过设

计预定的数值时,这种离合器或联轴器的连接部分将被剪断或打滑脱开,从而使传动中断。

图 10-13 为销钉剪断式安全联轴器,这种联轴器的销钉,根据过载时被剪断的条件设计,销钉装入淬硬的钢套中以加强剪断效果。这种联轴器用于不经常发生过载的传动中。

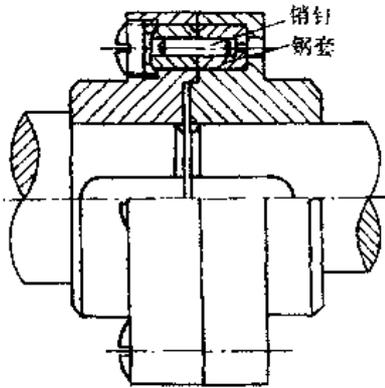


图 10-13 销钉剪断式安全联轴器

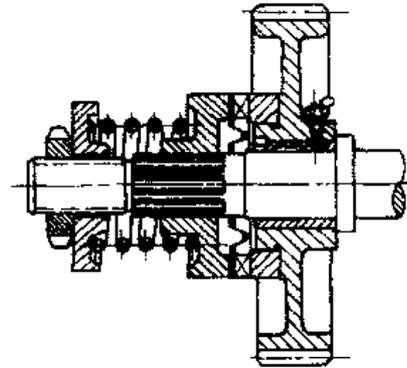


图 10-14 牙嵌式安全离合器

图 10-14 所示为一牙嵌式安全离合器。这种离合器靠弹簧的压力将两离合器爪压紧而传递扭矩。过载时,离合器牙上的轴向分力将克服弹簧压力而使离合器产生跳跃式的滑动,使传动中断。当扭矩恢复正常时,离合器又重新结合,传动接通。弹簧压力可通过螺母调节,以便与过载保护所要求的扭矩值相适应。

四、强度校核

1. 牙嵌离合器

牙嵌离合器的主要尺寸可从有关手册中选取,必要时应按下式验算牙面上的压力 p 及牙根弯曲应力 σ_b ,即

$$p = \frac{2K_A T}{D_0 Z A} \leq [p] \quad (10-9)$$

$$\sigma_b = \frac{K_A T h}{W D_0 Z} \leq [\sigma]_b \quad (10-10)$$

式中: A ——每个牙的接触面积, mm^2 ;

D_0 ——离合器牙齿所在圆环的平均直径, mm ;

h ——牙的高度, mm ;

Z ——半离合器上的牙数;

W ——牙根的抗弯剖面模量, $W = \frac{a^2 b}{6}$, 其中 a, b 所代表的

尺寸如图 10-15 所示;

$[p]$ ——许用比压,当静止状态下接合时, $[p] \leq 90\text{MPa} \sim 120\text{MPa}$;低速状态下接合时, $[p] \leq 50\text{MPa} \sim 70\text{MPa}$;较高速状态下接合时, $[p] = 35\text{MPa} \sim 45\text{MPa}$;

$[\sigma]_b$ ——许用弯曲应力,静止状态下接合时, $[\sigma]_b = \frac{\sigma_s}{5 \sim 6} \text{MPa}$ 。

2. 圆盘摩擦离合器

单圆盘可传递的最大扭矩 T_{\max} 见式(10-8)。

多圆盘摩擦离合器所能传递的最大扭矩 T_{\max} 和作用在摩擦盘接合面上的压力 p 为:

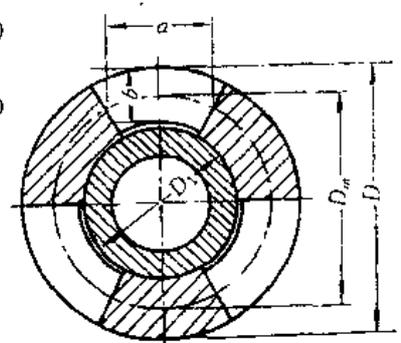


图 10-15 牙嵌式离合器

$$T_{\max} = ZfQ \frac{D_2 + D_1}{4} \geq K_A \cdot T \quad (10-11)$$

$$p = \frac{4Q}{\pi(D_2^2 - D_1^2)} \leq [p] \quad (10-12)$$

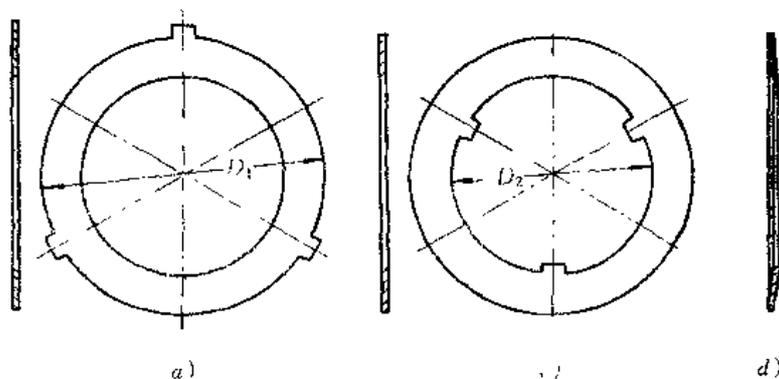


图 10-1 摩擦盘离合器接合面的内径和外径

式中： D 、 D_1 ——摩擦盘接合面的内径和外径见图 10-16，mm；

Z ——接合面的数目；

Q ——操作轴向力，N；

f ——摩擦系数；

$[p]$ ——许用压力，它等于基本许用压力 $[p]_0$ 与系数 k_a, k_b, k_c 的乘积，即

$$[p] = [p]_0 \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \quad (10-12)$$

式中 $[p]_0$ 见表 10-2； k_a, k_b, k_c 分别为根据离合器平均圆周速度，主动摩擦盘的数目，每小时的接合次数等不同而引入的修正系数，见表 10-3。

表 10-2 摩擦离合器的材料及其性能

摩擦副的材料及工作条件		摩擦系数	圆盘摩擦离合器 $[p]_0$ (MPa)
在油中工作	淬火钢- 淬火钢	0.06	0.6~0.8
	淬火钢- 青铜	0.08	0.4~0.5
	铸铁- 铸铁或淬火钢	0.08	0.6~0.8
	钢- 夹布胶木	0.12	0.4~0.6
	淬火钢- 陶质金属	0.1	0.8
不在油中工作	压制石棉- 钢或铸铁	0.3	0.2~0.3
	淬火钢- 陶质金属	0.4	0.3
	铸铁- 铸铁或淬火钢	0.15	0.2~0.3

注：基本许用压力为标准情况下的许用压力。

表 10-3 系数 k_a, k_b, k_c 值

平均圆周速度(m/s)	1	2	2.5	3	4	6	8	10	15
k_a	1.35	1.08	1	0.94	0.86	0.75	0.68	0.63	0.55
主动摩擦盘数目	3	4	5	6	7	8	9	10	11
k_b	1	0.97	0.94	0.91	0.88	0.85	0.82	0.79	0.76
每小时接合次数	90	120	180	240	300	≥ 360			
k_c	1	0.95	0.8	0.7	0.6	0.5			

例题 7 某设备拟采用多盘式摩擦离合器,已知功率 $P=7.5\text{kW}$, 转速 $n=960\text{r/min}$, 轴径 $d=32\text{mm}$, 离合器在油中工作, 摩擦盘材料为淬火钢, 每小时接合次数为 90 次。试确定此多盘式摩擦离合器的主要参数。

解: 1. 确定摩擦盘的内、外径(图 10-16)

由手册查出摩擦盘内径

$$D_1 = (1.5 \sim 2)d = (1.5 \sim 2) \times 32 = (48 \sim 64)\text{mm}$$

按标准 GB2822-81, 取 $D_1=56\text{mm}$

$$D_2 = (1.5 \sim 2)D_1 = (1.5 \sim 2) \times 56 = (84 \sim 112)\text{mm}$$

取 $D_2=100\text{mm}$

2. 确定许用压强

$$\text{许用压强 } [p] = [p]_0 \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c$$

式中 $[p]_0$ ——基本许用压强, 查表 12-2 $[p]_0=0.7\text{MPa}$, k_a, k_b, k_c 分别为离合器平均速度, 主动摩擦盘数目, 每小时接合次数系数, 由表 12-3 查出 $k_a=0.85$,

$$\text{(按平均速度 } v_m = \frac{\pi(D_1+D_2)n}{2 \times 60 \times 1000} = \frac{\pi(56+100) \times 960}{2 \times 60 \times 1000} = 3.92\text{m/s, 查出 } k_a)$$

$$k_b = 0.82 \quad (\text{设主动盘数目 } m=9)$$

$$k_c = 1.0 \quad (\text{每小时接合 } 90 \text{ 次})$$

$$\text{因此 } [p] = 0.7 \times 0.85 \times 0.82 \times 1.0 = 0.49\text{MPa}$$

3. 计算接合面数目

(1) 计算扭矩

$$\text{公称扭矩 } T = 9550 \times \frac{P}{n} = 9550 \times \frac{7.5}{960} = 74600\text{N} \cdot \text{mm}$$

由表 10-1 查出工作情况系数 $K_A=1.3$

$$\therefore T_j = KT = 1.3 \times 74600 = 9.7 \times 10^4\text{N} \cdot \text{mm}$$

(2) 压轴力 Q

$$Q = \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} \times [p] = \frac{\pi(100^2 - 56^2)}{4} \times 0.49 = 2.64 \times 10^3\text{N}$$

(3) 接合面数 Z

$$Z = \frac{4T_j}{Qf(D_1+D_2)} = \frac{4 \times 9.7 \times 10^4}{2.64 \times 10^3 \times 0.06 \times (56+100)} = 15.7$$

$$Z=16$$

$$\text{从动盘数 } m' = Z - m + 1 = 16 - 9 + 1 = 8$$

例题 8 试设计图示摇臂钻床主轴箱中 I 轴上的多盘式摩擦离合器。已知电动机功率 $P = 5.5\text{kW}$, 转速 $n = 1440\text{r/min}$ 。安装离合器处的轴径 $d = 32\text{mm}$, 离合器在油中工作。正转时用 M_1 离合器, 反转时用 M_2 离合器。齿轮齿数如图所示。

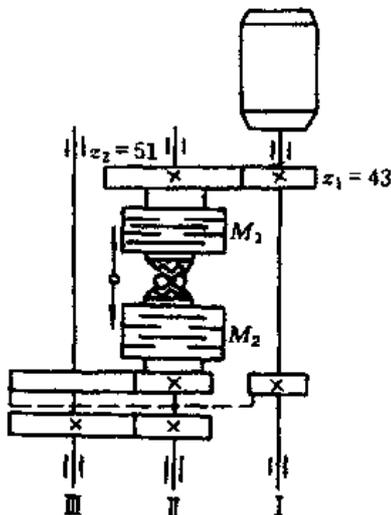


图 10-17 多盘式摩擦离合器

解: 1. 计算 I 轴的功率, 转速和扭矩

$$\text{功率 } P_1 = p\eta_1\eta_2 = 5.5 \times 0.98 \times 0.99 = 5.34\text{kW}$$

式中 齿轮传动效率 $\eta_1 = 0.98$; 轴承效率 $\eta_2 = 0.99$

$$\text{转速 } n_1 = \frac{Z_1}{Z_2} \times n = 1440 \times \frac{43}{51} = 1220\text{r/min}$$

$$\text{扭矩 } T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \times \frac{5.34}{1220} = 41.8\text{N} \cdot \text{m}$$

2. 选择摩擦盘参数

$$\text{外盘内径 } D_1 = (1.5 \sim 2)d = (1.5 \sim 2) \times 32 = (43 \sim 64)\text{mm}$$

$$\text{取 } D_1 = 60\text{mm}$$

$$\text{内盘外径 } D_2 = (1.5 \sim 2)D_1 = (1.5 \sim 2) \times 60 = (90 \sim 120)\text{mm}$$

$$\text{取 } D_2 = 110\text{mm}$$

$$\text{摩擦盘厚度 } S = 1.5\text{mm}$$

3. 计算摩擦盘数目

$$\begin{aligned} \text{平均圆周速度 } v_m &= \frac{\pi n (D_1 + D_2)}{2 \times 60 \times 1000} \\ &= \frac{\pi \times 1220 \times (60 + 110)}{2 \times 60 \times 1000} \\ &= 5.42\text{m/s} \end{aligned}$$

按 v_m 查表 10-3, 得 $k_a = 0.79$

设主动摩擦盘数目 $m = 5$, 查表 10-3 得 $k_b = 0.94$

按接合次数每小时为 90 次,查表 10-3 得 $k_c=1$

摩擦盘材料:主从动盘均采用 15 钢渗碳淬火, HRC52~62。摩擦系数 $f=0.06$,基本许用压强 $[p]_0=0.7\text{MPa}$

$$\begin{aligned}\text{许用压强 } [p] &= [p]_0 \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \\ &= 0.7 \times 0.79 \times 0.94 \times 1 = 0.52\text{MPa}\end{aligned}$$

对于金属切削机床,取工作情况系数 $K_A=2.2$

摩擦盘数目

$$\begin{aligned}Z &= \frac{16K_A T}{\pi f (D_2 + D_1)^2 (D_2 - D_1) \times [p]} \\ &= \frac{16 \times 2.2 \times 41.8 \times 10^3}{\pi \times 0.06 \times (110 + 60)^2 \times (110 - 60) \times 0.52} = 10.4\end{aligned}$$

取 $Z=11$,内盘数(从动盘数) $m' = \frac{Z}{2} = \frac{11}{2} = 5$ 外盘数(主动盘数) $m = Z/2 + 1 = 6$

4. 所需施加的轴向压力 Q

$$Q = \frac{4KT}{Zf(D_2 + D_1)} = \frac{4 \times 2.2 \times 41.8 \times 10^3}{11 \times 0.06 \times (110 + 60)} = 3.28\text{kN}$$

习 题

1. 由交流电动机通过联轴器直接带动一台直流发电机。若已知该直流发电机所需要的最大功率为 $P=20\text{kW}$,转速 $n=3000\text{r/min}$,外伸轴的直径 $d_2=50\text{mm}$,交流电动机伸出轴颈 $d_1=48\text{mm}$,试选择一刚性凸缘联轴器的型号。

2. 用于离心式水泵和电动机之间的弹性圈柱销联轴器,传递扭矩 $T=500\text{N} \cdot \text{m}$,该联轴器的型号为 TL5,试校核弹性圈的比压和柱销的弯曲应力。

3. 设计一普通机床中用于换向的多圆盘摩擦离合器中摩擦圆盘的有关尺寸及参数。已知离合器所在轴的转速 $n=960\text{r/min}$,轴径 $d=35\text{mm}$,功率 $P=6\text{kW}$,摩擦盘材料为淬火热钢。离合器在油中工作。($f=0.06$, $[p]=0.6\text{MPa}$)。

4. 某一多盘摩擦离合器,今要传递的功率为 1.7kW ,转速为 500r/min ,若 $D_1=120\text{mm}$, $D_2=80\text{mm}$,摩擦盘材料为淬火热钢,油浴润滑,摩擦盘间的压紧力 $Q=2000\text{N}$,问需多少摩擦盘才能实现上述要求。

5. 有一销钉式安全联轴器。销钉中心所在圆直径 $D=170\text{mm}$,传递的最大功率 $P=32\text{kW}$,转速 $n=56\text{r/min}$,销钉个数 $Z=2$,销钉材料为 35 号钢。试计算销钉的直径。

弹 簧

§ 11-1 概 述

一、弹簧的功用

弹簧是机器中应用很广泛的一种零件。它的主要用途有：

1. 控制运动

使零件之间保持接触，以控制机器的运动，如凸轮机构，阀站，离合器中的弹簧。

2. 缓冲和吸振

吸收振动及缓和冲击能量，如车轮中的缓冲弹簧。

3. 储存能量

如钟表中的发条。

4. 测量载荷

如弹簧秤，测力器的弹簧。

二、弹簧的种类

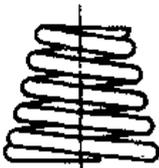
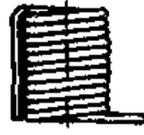
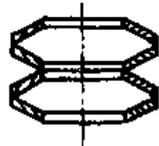
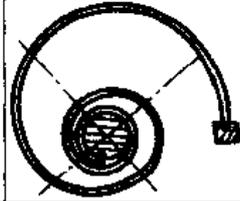
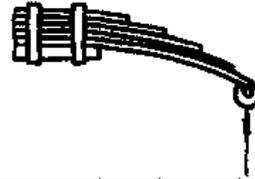
弹簧的基本形式如表 11-1 所示。

按照载荷的形式，弹簧可分为拉伸弹簧，压缩弹簧，扭转弹簧和弯曲弹簧四种。按照弹簧形状，又可分为螺旋弹簧，环形弹簧，碟形弹簧，盘簧和板弹簧等。

三、弹簧的材料

弹簧在机器中常担负重要工作，弹簧在工作时所受的载荷通常具有交变和冲击的特性，所以弹簧材料应具有较高的弹性极限，冲击韧性和良好的热处理性能，表 10-2 介绍了几种常用的钢材牌号。对于一般用途的弹簧，若弹簧丝直径不大（ $\leq 8\text{mm}$ ），可采用冷拉碳素弹簧钢丝；若弹簧丝直径较粗，承受交变载荷和冲击载荷，工作温度高等情况，则应采用合金弹簧钢。此外，在潮湿、腐蚀性环境中工作的弹簧，可采用铜合金等材料。

表 11-1 弹簧的基本形式

按载荷分	拉 伸	压 缩		扭 转	弯 曲
按形状分					
螺旋形	圆柱形螺旋 拉伸弹簧 	圆柱形螺旋 压缩弹簧 	圆锥形螺旋 压缩弹簧 	圆柱形螺旋 扭转弹簧 	
其他		环形弹簧 	碟形弹簧 	盘 簧 	板 弹 簧 

注:1. 环形弹簧由特殊截面形状的内环、外环套叠而成;碟形弹簧由圆锥形弹簧片叠成。它们都是压缩弹簧,刚性很大,能承受很大的冲击载荷,并具有良好的吸振能力,主要用作承受大负荷的缓冲弹簧。

2. 盘簧常用于受力不很大而又要求轴向尺寸小的场合,钟表和仪器中常采用盘簧。

3. 板弹簧常用于受载方向尺寸较小而变形量较大的场合,如汽车上的减振器,采用板弹簧。

表 11-2 几种常用弹簧钢的许用应力

材 料	直 径 $d(\text{mm})$	许用扭转应力 $[\tau]$ MPa			极限工作 温度 $^{\circ}\text{C}$	说 明
		Ⅲ	Ⅱ	Ⅰ		
碳素弹簧钢丝 Ⅱ组	0.2~0.3	1120	900	680	-40~+120	直径 0.14mm~8mm,按机械性质不同,又分为Ⅰ,Ⅱ,Ⅲ几组,常用以制造尺寸较小的弹簧
	0.4~0.6	1100	880	660		
	0.8	1070	860	640		
	1	1020	820	610		
	1.5	920	740	550		
	2	900	720	540		
	2.5~3	820	660	490		
	3.5	770	620	460		
	4	750	600	450		
	5	700	560	420		
	6	670	540	400		
	7~8	620	500	370		

续表

材 料	直 径 d (mm)	许用扭转应力 $[\tau]$ MPa			极限工作 温度 $^{\circ}\text{C}$	说 明
		Ⅲ	Ⅱ	Ⅰ		
65Mn	≤ 50	500	400	300	-40~+120	易形成破裂,一般 $d \leq 20\text{mm}$
60Si2Mn	≤ 50	750	600	450	-40~+250	易表面脱碳,一般 $d \leq 20\text{mm}$
50CrVA	≤ 50	750	600	450	-40~+400	适用于直径 d 大,承受振动和高温的弹簧

注:1.弹簧材料的许用应力,按工作特点和载荷情况不同分三类,

Ⅰ类:受动载荷的弹簧;Ⅱ类:受静载荷或载荷均匀地增加的弹簧;Ⅲ类:不重要的弹簧。

2.表中 $[\tau]$ 的数值分别按 $0.5\sigma_s$; $0.4\sigma_s$; $0.3\sigma_s$ 计算。

3.对LⅠ, LⅡ型拉伸弹簧,许用应力值应降低约25%。

4.对扭转弹簧,许用应力可取 $[\sigma]_s \approx 1.25[\tau]$ 。

5.经强压处理的弹簧, $[\tau]$ 值可提高约20%。

我国弹簧钢主要有以下几种:

1. 碳素弹簧钢

这种弹簧钢的优点是价格便宜,原材料来源方便;缺点是弹性极限低,多次重复变形后易失去弹性、且不能在高于 120°C 温度下正常工作。

2. 低锰弹簧钢(例如 65Mn)

这种弹簧钢与碳素弹簧钢相比,优点是淬透性较好和强度较高;缺点是淬火后容易产生裂纹及热脆性。但由于价格便宜,所以一般机械上常用的尺寸不大的弹簧可以用此种材料制造,例如离合器弹簧等。

3. 硅锰弹簧钢(例如 60Si2MnA)

这种钢中因加入了硅,故可显著地提高弹性极限,并提高了回火稳定性,因而可在更高的温度下回火,从而得到良好的机械性能。但含硅量高时,表面易于脱碳。由于锰的脱碳性小,故在钢中加入硅锰这两种元素,就是为了发挥各自的优点,并减少彼此的缺点,因此硅锰弹簧钢在工业中得到了广泛的应用。一般用于制造汽车、拖拉机的螺旋弹簧。

4. 50 铬钒钢(例如 50CrVA)

钢中加入钒的目的是细化组织,提高钢的强度和韧性,故这种材料是耐疲劳和抗冲击性能良好的弹簧钢。它有良好的机械性能,并能在 $-40 \sim 350^{\circ}\text{C}$ 的温度下工作,但价格较贵。航空发动机调节系统中的弹簧多采用此种材料,如柱塞弹簧等。

§ 11-2 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧 的结构参数与尺寸

一、压缩弹簧

图 11-1 所示为一圆柱螺旋压缩弹簧。弹簧两端各有 $\frac{3}{4} \sim 1 \frac{1}{4}$ 圈的支承圈。它们在工作时

不发生变形,故又称为死圈。死圈的端面应与弹簧轴线相垂直,它的端部有不磨平(Y I 型)和磨平(Y II 型)两种,如图 11-2 所示。在承受变动载荷的重要场合,应采用 Y I 型。死圈磨平部分的长度不小于 $\frac{3}{4}$ 圈,末端厚度约为 $\frac{d}{4}$ 。

在图 11-1 中, d 为弹簧丝的直径, D_2 为弹簧的中径。 D_2 与 d 的比值称为弹簧指数,并以 C 表示,即:

$$C = \frac{D_2}{d}$$

弹簧指数 C 是弹簧的一个重要参数。 C 值过小,弹簧丝在绕制时弯曲得厉害,不易绕制; C 值过大,则弹簧太柔软,承载能力小。 C 值一般取 4~14 范围之内。

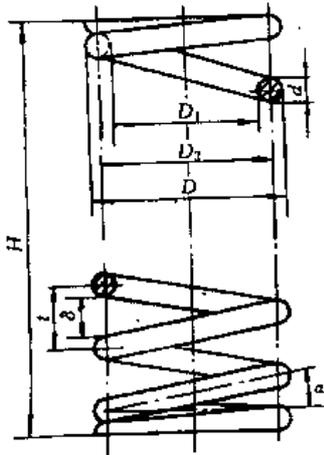


图 11-1 圆柱形螺旋弹簧的结构与尺寸

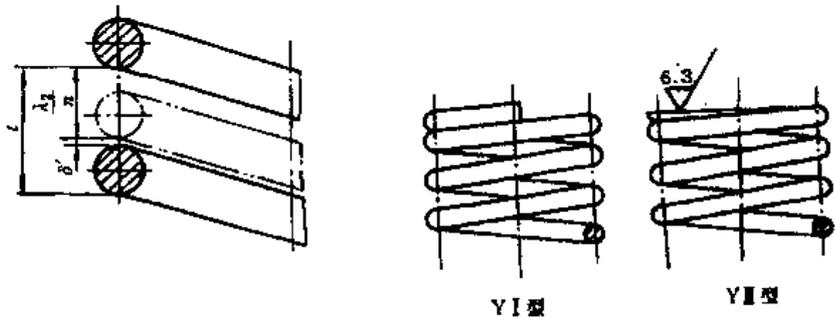


图 11-2 压缩弹簧端部结构

弹簧在自由状态下的节距为 t ,间距为 δ 。为了使弹簧在最大工作载荷下各圈不致于接触,应保证在相邻两圈间留有少量剩余间隙 δ' ,通常取 $\delta' \geq 0.1d$,由图 11-1 可知,弹簧的节距为:

$$t = d + \frac{\lambda_2}{n} + \delta'$$

式中 n 为弹簧的有效圈数; λ_2 为弹簧在最大工作载荷 P_2 作用下的压缩变形量。

对于压缩弹簧,通常要求 $\frac{H}{D} \leq 3$ 以保证稳定性,如果 $\frac{H}{D} > 3$,则应装导杆或套筒,如图 11-3 所示。

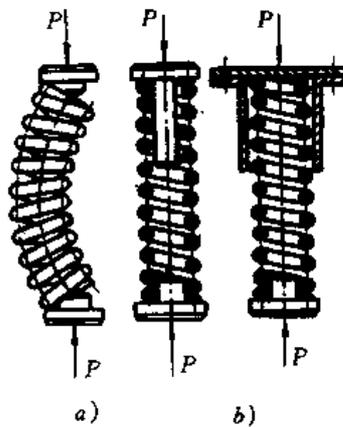


图 11-3 保持弹簧稳定性的措施

表 11-3 圆柱形螺旋压缩弹簧的几何计算公式

名 称	计 算 公 式
中径 D_2	$D_2 = Cd$
外径 D	$D = D_2 + d$
内径 D_1	$D_1 = D_2 - d$
节距 t	$t = d + \frac{\lambda_2}{n} + \delta'$ (节距 t 也可按公式(10-1)计算)
间距 δ	$\delta = t - d$
螺旋升角 α	$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{t}{\pi D_2}$
总圈数 n_1	$n_1 = n + 2(\frac{3}{4} \sim 1 \frac{1}{4})$
自由长度 H	Y I 型 $H = n\delta + (n_1 + 1)d$ Y II 型 $H = n\delta + (n_1 - 0.5)d$
展开长度 L	$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} \approx \pi D_2 n_1$

二、拉伸弹簧

图 11-4 为一拉伸弹簧。拉伸弹簧绕制时各圈并紧，端部有挂钩以便安装和加载。挂钩形式如图 10-5 所示。其中 L I, L II 型用于弹簧丝直径 $d \leq 10$ 毫米的弹簧，尤以 L II 型较为常用。L III 型由于挂钩是半环形的，占地位较小，但应力集中也较大。对于载荷较大及重要的弹簧，可采用 L II 或 L IV 型。

由图 11-4 可以看出，拉伸弹簧与压缩弹簧结构尺寸的不同处，主要是：

$$n_1 = n$$

$$t = d$$

$$H_0 = (n + 1)d$$

$$H = H_0 + \text{挂钩尺寸}$$

$$L = \pi D_2 n + \text{挂钩展开长度}$$

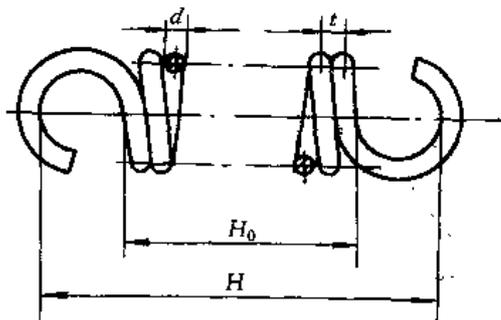


图 11-4 拉伸弹簧

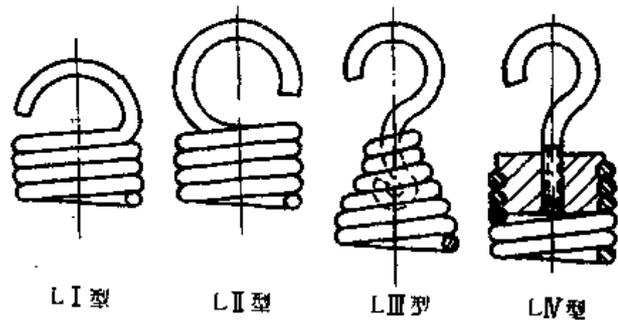


图 11-5 拉伸弹簧的端部结构

§ 11-3 圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧的计算

一、弹簧的特性曲线

弹簧的特性曲线是指弹簧承受的外载荷 P 与变形量 λ 之间的关系曲线。

弹簧工作时,应力不超过弹性极限。对于常用的等螺距圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧,其特性曲线为一斜直线。如图 11-6 所示。它表示了弹簧承受的载荷 P 与弹簧产生的变形量 λ 成正比例的关系。

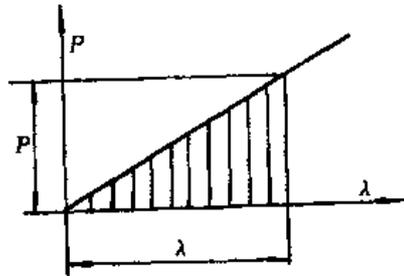


图 11-6 弹簧的特性曲线

图 11-7 为一压缩弹簧。图中 H 是弹簧未承受载荷时的自由长度。

弹簧在装配时,往往需要预先使它受到一定的压缩力 P_1 以保证它可靠地安放在安装位置上。载荷 P_1 称为最小载荷。在 P_1 的作用下,弹簧的变形量为 λ_1 ,而弹簧长度则压缩为 H_1 ,最小载荷 P_1 的大小,根据工作要求而定。若无具体规定时,可取 $P_1 = (0.1 \sim 0.5)P_2$ 。

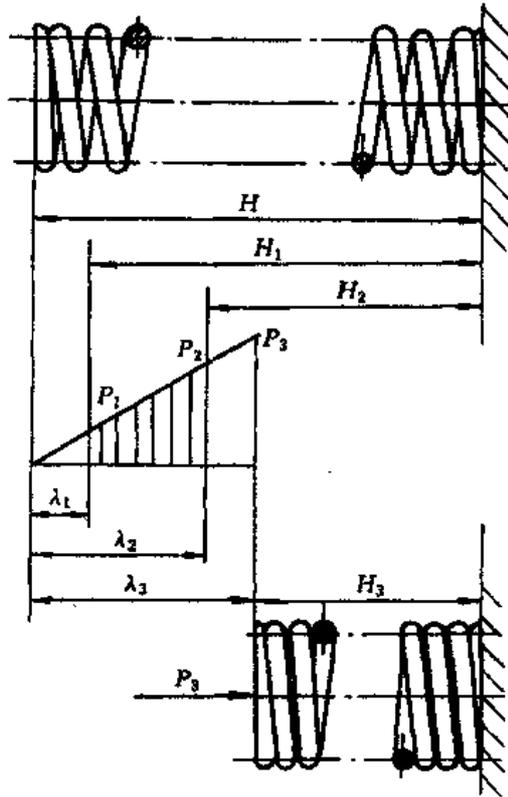


图 11-7 压缩弹簧工作特性曲线

P_2 是最大工作载荷,由弹簧的工作条件确定,在 P_2 作用下,弹簧变形量为 λ_2 ,而长度则压缩为 H_2 。在最大工作载荷 P_2 作用下,弹簧丝的工作应力不得超过许用应力。

P_3 是允许极限载荷,载荷超过此值时将会产生残余变形。在 P_3 作用下,弹簧的变形量为

λ_3 , 而长度则压缩为 H_3 。设计时, 通常取 $P_3 \geq 1.25P_2$ 。生产中, P_3 可作为检验载荷。在设计时, 也可将 P_3 作为使弹簧各圈到达完全并紧时的载荷, 此时节距:

$$t = d + \frac{\lambda_3}{n} \quad (11-1)$$

在弹簧的工作图中, 通常绘有弹簧的特性曲线, 以供检查试验之用。

二、弹簧的强度计算

设一压缩弹簧承受最大工作载荷 P_2 的作用(图 11-8)。为了求得弹簧丝的内力, 运用截面法, 假想将弹簧丝截开而保留上半段。由平衡条件可知, 弹簧丝截面上除了有内力 Q (Q 与 P_2 大小相等, 方向相反) 以外, 还有内力偶矩 M_n :

$$M_n = P_2 \times \frac{D_2}{2}$$

内力 Q 是剪力, 故截面上有剪应力 τ_Q , 内力偶矩 M_n 是扭矩, 故截面上还有扭转的剪应力 τ_n 。通常剪应力 τ_Q 比扭转的最大剪应力 τ_{nmax} 小得多。弹簧扭转的最大剪应力可按圆杆扭转时的最大剪应力公式来计算:

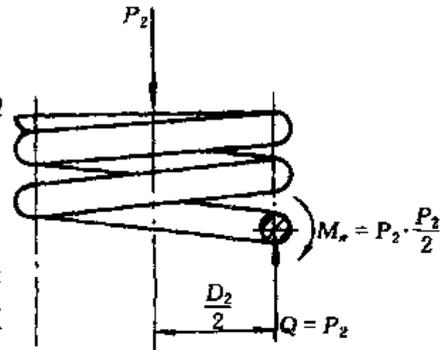


图 11-8 弹簧的内力

$$\tau_{nmax} = \frac{M_n}{W_n} = \frac{P_2 \times \frac{D_2}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8P_2 C}{\pi d^2}$$

在实际计算中, 由于弹簧丝是弯成螺旋形的, 因而截面上的扭转剪应力分布情况与圆形直杆不同(内侧应力比外侧大), 再加上上面提到的剪应力 τ_Q 的存在, 因此需要引入系数 K 来修正, 这样, 弹簧按最大剪应力的强度计算公式为:

$$\tau_{max} = K \frac{8P_2 C}{\pi d^2} \leq [\tau] \quad (11-2)$$

或
$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_2 K C}{[\tau]}} \text{, mm} \quad (11-3)$$

式中 $[\tau]$ 为许用扭转应力, 其值可根据载荷性质和弹簧的重要性由表 11-2 查得; 系数 K 称为拉伸、压缩弹簧的曲度系数, 它与弹簧指数 C 有关, 可按下式计算:

$$K = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0.615}{C}$$

K 值也可根据弹簧指数 C 由表 11-4 查出。

表 11-4 拉、压弹簧的曲度系数 K

C	4	5	6	7	8	9	10	12	14
K	1.4	1.31	1.25	1.21	1.18	1.16	1.14	1.12	1.1

由图 11-8 可以推论, 如果是拉伸弹簧, P_2 、 Q 和 M_n 的方向将与图中箭头所示相反, 但应力的分析和计算结果均不变, 因而压缩弹簧的计算公式也适用于拉伸弹簧。

三、弹簧的变形计算

运用能量守恒与转换原理, 可以比较方便地计算弹簧的变形, 这种方法称为能量法。

此处讨论直杆扭转时的变形能。设一根等截面直圆杆,当受到外载荷一扭转作用时,将产生变形一扭转角。在此过程中,若杆的应力不超过弹性极限,则外载荷所作的功,将全部转变为弹性变形能。

等截面直圆杆受扭时,如应力不超过比例极限,根据材料力学可知,扭转角 φ 与扭矩 M_n 有如下的关系:

$$\varphi = \frac{M_n l}{GJ_p}$$

其中 l 为圆杆的长度; G 为剪切弹性模数,对于钢, $G=8 \times 10^4 \text{MPa}$; J_p 为圆杆截面的极惯性矩。

由上式可知, φ 与 M_n 成正比,用曲线表示时如图 11-9 所示。扭矩 M_n 所做的功 A_n ,即为图中的三角形的面积

$$A_n = \frac{1}{2} M_n \varphi = \frac{1}{2} M_n \cdot \frac{M_n \cdot l}{GJ_p} = \frac{M_n^2 l}{2GJ_p}$$

面变形能 U 的大小即与功 A_n 相等

$$U = A_n = \frac{M_n^2 l}{2GJ_p}$$

圆柱形螺旋拉伸、压缩弹簧受力时,弹簧丝的变形基本上是扭转变形,故弹簧的变形能 U 也可用式(a)算出。

弹簧受到轴向载荷 P 作用时,产生的变形量为 λ ,它们之间也成正比例关系(图 11-6),所以载荷 P 所做的功 A_p 即为图 11-6 中的三角形面积:

$$A_p = \frac{1}{2} P \lambda \quad (b)$$

因为载荷 P 所做的功 A_p ,应等于弹簧的变形能 U ,即

$$A_p = U$$

所以由式(a)和式(b)可得:

$$\frac{1}{2} P \lambda = \frac{M_n^2 l}{2GJ_p} \quad (c)$$

因为扭矩 $M_n = P \cdot \frac{D_2}{2}$; 弹簧丝展开长度 $l = \pi D_2 n$ (n 为弹簧的有效圈数); 极惯性矩 $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ (d 为弹簧丝直径); 将这些关系代入式(c),经整理后得弹簧变形量为:

$$\lambda = \frac{8P \cdot D_2^3 n}{Gd^4} = \frac{8PC^3 n}{Gd} \quad (11-4)$$

弹簧产生单位变形量所需的载荷 K_p ,称为弹簧的刚度。在设计弹簧时往往要计算弹簧的刚度。由公式(11-4)可得弹簧的刚度 K_p 为:

$$K_p = \frac{P}{\lambda} = \frac{Gd}{8C^3 n} = \frac{Gd^4}{8D_2^3 n} \quad (11-5)$$

设计弹簧时,有效圈数 n 是根据变形大小而决定的。由公式(11-4)与公式(11-5),可得:

$$n = \frac{Gd\lambda}{8PC^3} = \frac{Gd}{8K_p C^3} \quad (11-6)$$

在设计弹簧时,由公式(11-6)计算出有效圈数 n ,如果 $n \leq 20$ 时,应圆整为 0.5 圈或整数圈;如果 $n > 20$ 时,应圆整为整数圈。有效圈数 n 一般不得小于 2.5 圈。

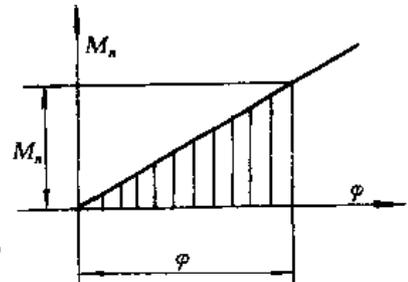


图 11-9 $M_n - \varphi$ 曲线

§ 11-4 圆柱形螺旋扭转弹簧的计算

图 11-10 所示为一圆柱形螺旋扭转弹簧，它的端部形状可随要求而定。

在自由状态下，弹簧丝各圈间应有少量间隙；以免工作时互相摩擦。扭转弹簧的螺旋方向由载荷方向来决定；加载后，弹簧丝将有绕紧到心棒上的趋势，如图 11-10 所示。如果弹簧是安装在心棒上的，则心棒直径应小于弹簧的内径，以免工作时弹簧丝将心棒缠紧。

扭转弹簧工作时，外力矩为 $M = P \cdot R$ ，如图 11-10 所示，它与弹簧变形的扭角 φ 成正比，其特性曲线如图 11-11 所示。

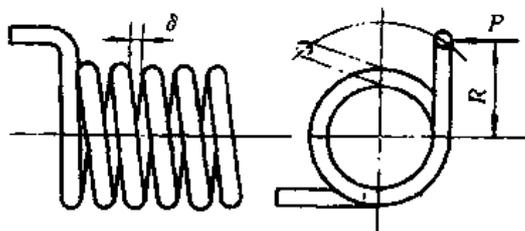


图 11-10 扭转变形

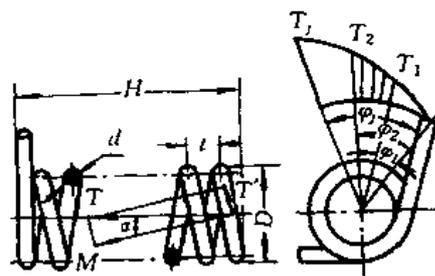


图 11-11 扭转弹簧特性曲线

扭转弹簧工作时，弹簧丝的变形主要是弯曲变形。其变矩 M_w 近似地等于外扭矩 T ，即 $M_w \approx T$ ，故最大弯曲应力 σ_{bmax} ，可按下列式计算：

$$\sigma_{bmax} = \frac{K_1 M_w}{W} \approx \frac{K_1 T_{max}}{0.1d^3} \leq [\sigma]_b \quad (11-7)$$

式中 K_1 为考虑弹簧丝原来弯曲程度对最大弯曲应力的影响系数，称为扭转弹簧的曲度系数，其值可按下列式计算：

$$K_1 = \frac{4C-1}{4C-4}$$

$[\sigma]_b$ 为许用弯曲应力，可以由表 11-2 查得。

扭转弹簧的扭角 φ (单位为度) 可由弹簧丝弯曲变形条件求得：

$$\varphi = \frac{Tl}{EJ} \times \frac{180^\circ}{\pi} \quad (11-8)$$

式中 E 为拉压弹性模数，对于钢， $E = 200000 \text{MPa}$ ； J 为弹簧丝截面的轴惯性矩，对于圆形弹簧丝， $J = \frac{\pi d^4}{64}$ (其中 d 为弹簧的直径)； l 为弹簧丝展开长度 (不包括端部)， $l = \pi D_2 n$ (n 为圈数， D_2 为弹簧的中径)；将这些关系代入式 (11-8)，则得

$$\varphi = \frac{3670 T D_2 n}{E d^4} (\text{度}) \quad (11-9)$$

$$\text{扭转刚度为 } k_p = \frac{T}{\varphi} \quad (11-10)$$

例题 1 试设计图 11-12a 所示的压板复位弹簧。已知每根弹簧在装配时的最小载荷为 $P_1 = 500 \text{N}$ ，最大工作载荷为 $P_2 = 1200 \text{N}$ ，压板的工作行程 $f = 60 \text{mm}$ 。此外，要求弹簧的内径 D_1 不小于 50mm 。

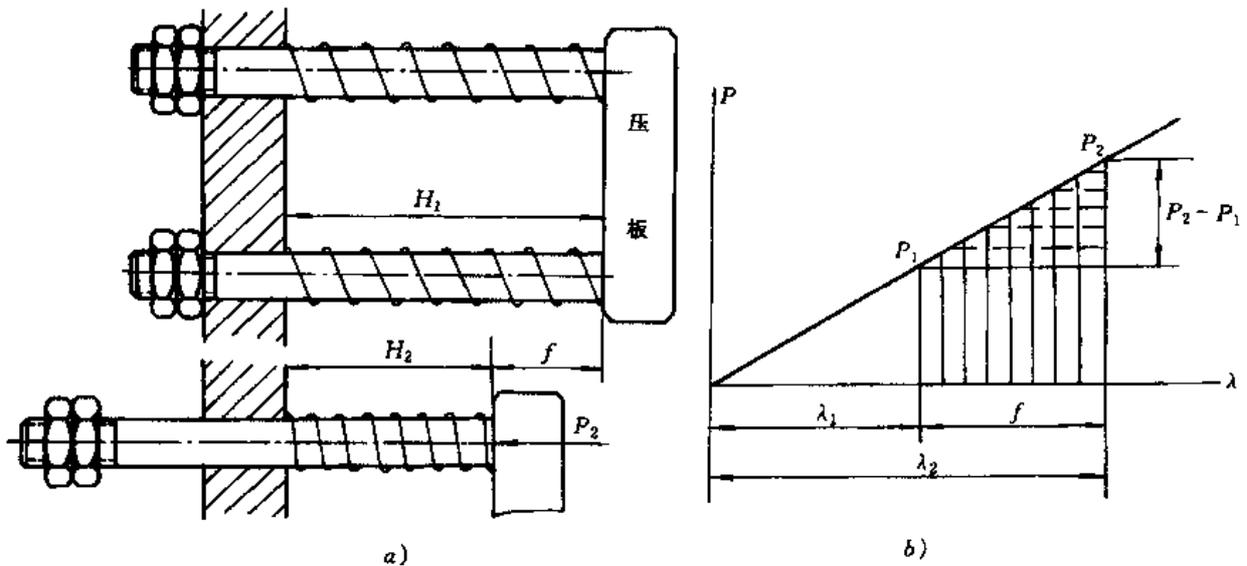


图 11-12 压板复位弹簧的设计

解: 1. 选择材料

此弹簧的工作性质属于一般用途, 载荷是逐渐增加的, 故可选用冷拉碳素弹簧钢丝 I 组。

2. 用试算法确定弹簧丝直径 d

计算弹簧丝直径的公式(11-3):

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_2 K C}{[\tau]}}$$

由上式可知, 要计算直径 d , 需先确定许用应力 $[\tau]$ 。从表 11-2 可知: $[\tau]$ 又须按弹簧丝直径 d 决定, 而 d 又正是要求的未知数, 所以要用试算法。即先假定一个直径 d_j , 由表 11-2 查出相应的 $[\tau]$, 再代入公式(11-3), 求出所需的直径 d 后, 进行比较, 经过几次试算即可确定 d 。

(1) 确定弹簧指数 C 和曲度系数 K

对于一般弹簧, 试算时可初步取 $C=5 \sim 8$, 但此处的弹簧内径 D_1 有具体要求, 故 C 值应按下面计算求得:

$$\text{因为 } D_1 = D_2 - d = Cd - d = (C-1)d$$

$$\text{故得 } C = \frac{D_1}{d} + 1$$

将假定的直径 d_j 代替上式中的 d , 即可计算出弹簧指数 C , 再根据 C 由表 11-5 中查出相应的 K 值。

(2) 第一次试算

先假定 $d_j = 5\text{mm}$, 由表 11-2 查得 $[\tau] = 560\text{MPa}$; 此时

$$C = \frac{D_1}{d} + 1 = \frac{50}{5} + 1 = 11$$

由表 11-4 可查得当 $C=11$ 时 $K=1.13$, 故所需的弹簧丝直径为:

$$d \geq 1.6 \sqrt{\frac{P_2 K C}{[\tau]}} = 1.6 \times \sqrt{\frac{1200 \times 1.13 \times 11}{560}} = 8.3\text{mm}$$

计算结果 $d > d_j$, 说明所需直径比假定直径大, 不安全, 因此必须第二次试算。

(3)第二次试算

按照上述方法进行第二次试算,若结果不安全,则要继续试算,直到结果安全为止。为说明问题,将试算结果列于表 11-5 以便比较和选择:

表 11-5

试算次序	假定直径 d_i	许用应力 $[\tau]$	弹簧指数 C	曲度系数 K	所需直径 d	比较结果
1	5	560	11	1.13	8.3	不安全
2	6	540	9.35	1.15	7.8	不安全
3	7	500	8.15	1.18	7.7	不安全
4	8	500	7.25	1.2	7.3	可用

比较结果,决定选用 $d=8\text{mm}$,且将 C 改取为 $C=7.5$ (这对强度来说仍是安全的)。

3. 确定弹簧的有效圈数 n 和变形量 λ_1, λ_2 。

由于弹簧的变形量 λ_1 和 λ_2 都未知,故不能直接用公式(11-6)求出弹簧应有的圈数 n ,而需要由特性曲线求出弹簧刚度 K_p 后,再按公式(11-6),求出有效圈数 n 。

由图 11-12b 可知,当弹簧的载荷由 P_1 增至 P_2 时,弹簧变形量的增量就是压板的工作行程 f ,即 $f=\lambda_2-\lambda_1$,由图中相似三角形关系可得:

$$\frac{P_2-P_1}{\lambda_2-\lambda_1} = \frac{P_2-P_1}{f} = \frac{P_2}{\lambda_2} = \frac{P_1}{\lambda_1}$$

故弹簧刚度 K_p 为

$$K_p = \frac{P_2-P_1}{f} = \frac{1200-500}{60} = 11.67\text{N/mm}$$

代入公式(11-6)即可得弹簧有效圈数 n 为

$$n = \frac{Gd}{8K_p C^3} = \frac{80000 \times 8}{8 \times 11.67 \times 7.5^3} = 16.2$$

取 $n=16$ 圈,变形量为:

$$\lambda_1 = \frac{P_1}{K_p} = \frac{500}{11.67} = 42.8\text{mm}$$

$$\lambda_2 = \frac{P_2}{K_p} = \frac{1200}{11.67} = 102.8\text{mm}$$

4. 确定弹簧的允许极限载荷 P_3 和 λ_3

取 $P_3=1.25P_2=1.25 \times 1200=1500\text{N}$

而
$$\lambda_3 = \frac{P_3}{K_p} = \frac{1500}{11.67} = 128.5\text{mm}$$

5. 弹簧的其他尺寸

选用 Y I 型弹簧,其他尺寸如下:

中径 $D_2=Cd=7.5 \times 8=60\text{mm}$

内径 $D_1=D_2-d=60-8=52\text{mm}$

外径 $D=D_2+d=60+8=68\text{mm}$

总圈数 $n_1 = n + 2(\frac{3}{4} \sim 1 \frac{1}{4}) = 16 + 2 \times (\frac{3}{4} \sim 1 \frac{1}{4}) = 17.5 \sim 18.5$ 圈

取 $n_1 = 18$ 圈, 即两端各有 1 圈死圈。

节距 $t = d + \frac{\lambda_2}{n} = 8 + \frac{128.5}{16} = 16\text{mm}$ (弹簧在 P_3 作用下安全并紧)

间距 $\delta = t - d = 16 - 8 = 8\text{mm}$

自由长度 $H = n\delta + (n_1 - 0.5)d = 16 \times 8 + (18 - 0.5) \times 8 = 268\text{mm}$

弹簧的螺旋升角

$$\alpha = \text{tg}^{-1} \frac{t}{\pi D_2} = \text{tg}^{-1} \frac{16}{\pi \times 60} = 4^\circ 51'$$

弹簧丝展开长度

$$L = \frac{\pi D_2 n_1}{\cos \alpha} = \frac{\pi \times 60 \times 18}{\cos 4^\circ 51'} = 3410\text{mm}$$

6. 绘制弹簧工作图(图 11-13)

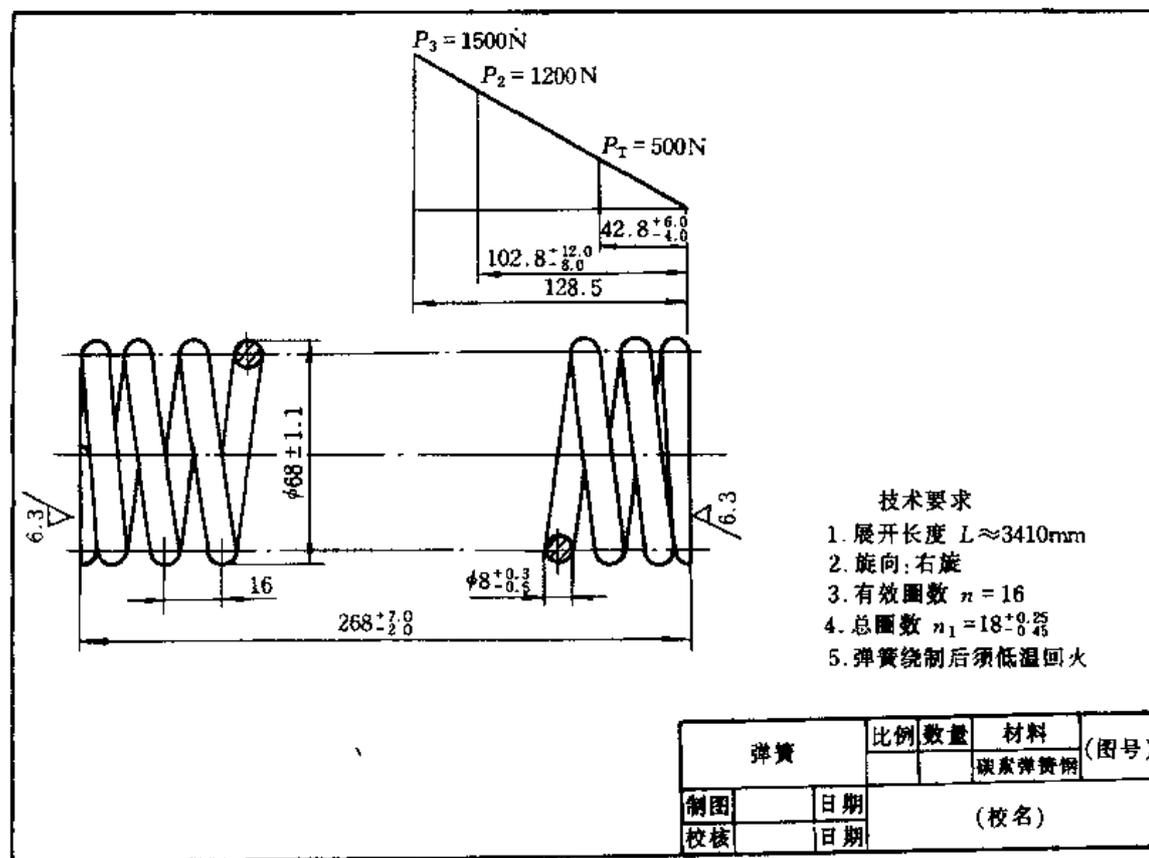


图 11-13 弹簧工作图

例题 2 设计一扭转弹簧。已知此弹簧用于受载平稳的一般机构中, 安装扭矩 $T_1 = 2000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 工作扭矩 $T_2 = 6000 \text{ N} \cdot \text{mm}$, 工作时的扭转角 $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = 40^\circ$ 。

解: 1. 选材料及确定许用应力

根据弹簧的工作条件选用 I 组弹簧钢丝, 其弹性模量 $E = 200000 \text{ MPa}$, 按表暂选材料强度极限 $\sigma_B = 1400 \text{ MPa}$, 按 III 弹簧查得 $[\tau] = 700 \text{ MPa}$, 许用弯曲应力 $[\sigma]_b = 1.25$, $[\tau] = 1.25 \times 700$

=875MPa。

2. 计算弹簧丝直径 d

初选弹簧指数 $C=7$, 求得 $k_1 = \frac{4C-1}{4C-4} = \frac{4 \times 7-1}{4 \times 7-4} = 1.13$

根据公式(11-7)

$$d = \sqrt[3]{\frac{K_1 T_{\max}}{0.1[\sigma]_b}} = \sqrt[3]{\frac{6000 \times 1.13}{0.1 \times 875}} \\ = 4.29\text{mm}$$

按表 11-2 取直径 $d=5\text{mm}$, $[\tau]=700\text{MPa}$, 所选材料合适。

3. 计算弹簧中径 D_2

按式 $C = \frac{D_2}{d}$, 得 $D_2 = Cd = 7 \times 5 = 35\text{mm}$

4. 计算弹簧圈数 n

承受载荷后弹簧的扭矩 $T = T_2 - T_1 = 6000 - 2000 = 4000\text{N} \cdot \text{mm}$, 其对应的扭转变形角 $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 = 40^\circ$ 。

将 T 与 φ 代入公式(11-9), 得

$$n = \frac{Ed^4 \varphi}{3670 D_2 T} = \frac{200000 \times 5^4 \times 40}{3670 \times 35 \times 4000} \\ = 9.7$$

取 $n=10$ 圈

5. 求弹簧刚度

由公式(11-10)

$$k_p = \frac{T}{\varphi} = \frac{Ed^4}{3670 D_2 n} = \frac{200000 \times 5^4}{3670 \times 35 \times 10} \\ = 97.3\text{N} \cdot \text{mm/度}$$

6. 工作扭转变形角 φ_2

$$\varphi_2 = \frac{T_2}{k_p} = \frac{6000}{97.3} \\ = 61.6^\circ$$

7. 求弹簧安装扭转角 φ_1

$$\varphi_1 = \varphi_2 - \varphi = 61.6^\circ - 40^\circ \\ = 21.6^\circ$$

8. 校核弹簧实际安装扭矩 T_1

$$T_1 = k_p \cdot \varphi_1 = 97.3 \times 21.6 \\ = 2101.7\text{N} \cdot \text{mm}$$

9. 弹簧节距 t

取 $\delta=0.3\text{mm}$, 则节距

$$t = d + \delta = 5 + 0.3 = 5.3\text{mm}$$

10. 弹簧的螺旋角 α

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D_2} = \arctg \frac{5.3}{\pi \times 35}$$

$$=2.76^\circ$$

11. 弹簧的自由长度 H_0

$$H_0 = nt + d = 10 \times 5.3 + 5 = 58 \text{mm}$$

12. 展开长度 L

取钩环展开尺寸为 πD_2 则得

$$\begin{aligned} L &= \pi D_2 n + \pi D_2 = \pi \times 35 \times 10 + \pi \times 35 \\ &= 1208.9 \text{mm} \end{aligned}$$

13. 绘制工作图(参照图 11-11)。

§ 11-5 板弹簧的设计计算

一、概述

板弹簧一般是由 6~15 片长度不等的弹簧钢板重叠而成,广泛应用于汽车,拖拉机和铁道车辆中作弹性悬挂装置,起缓冲和减振作用。

板弹簧的材料目前应用广泛的是 55Si2Mn, 60Si2Mn 及 55SiMnVB 等高强度合金钢,板片经热处理后,硬度应达到 HRC39~47,并在其凹面进行喷丸处理,以提高使用寿命。

组装完成后的板弹簧都应进行强压处理。强压处理时,加载所引起的变形值一般要达到使用时的静挠度的 2~3 倍,使整个板弹簧产生的残余变形,通常为 6~12mm。第二次用同样载荷加载之后,残余变形将减少为 1~2mm。第三次加载之后,制造较好的板簧就不再有显著的残余变形。大量生产时,往往只作一次强压处理,处理后的板弹簧,在小于强压力 500~1000N 作用时,不应再产生残余变形。

板弹簧组装后,应进行静载荷试验及疲劳寿命试验。

二、板弹簧的类型和结构

图 11-14 为各种类型的板弹簧。图 $a \sim c$ 为汽车用板弹簧,图 $d \sim g$ 为铁道车辆用板弹簧,按形状不同,图 $a \sim d$ 称为半椭圆形板弹簧;图 e 和 f 为椭圆形板弹簧;图 g 为 $\frac{1}{4}$ 椭圆形板弹簧。图 $a, c \sim f$ 都是对称于中心的板弹簧,图 b 则为非对称的板弹簧。

按承受载荷大小的要求不同,板弹簧的板数可少至 1~3 片(如小汽车用的板弹簧)。有的除主板簧外,还增加副板簧以增加刚度。

如图 11-14c 和 f 所示,载重汽车常采用这种结构。

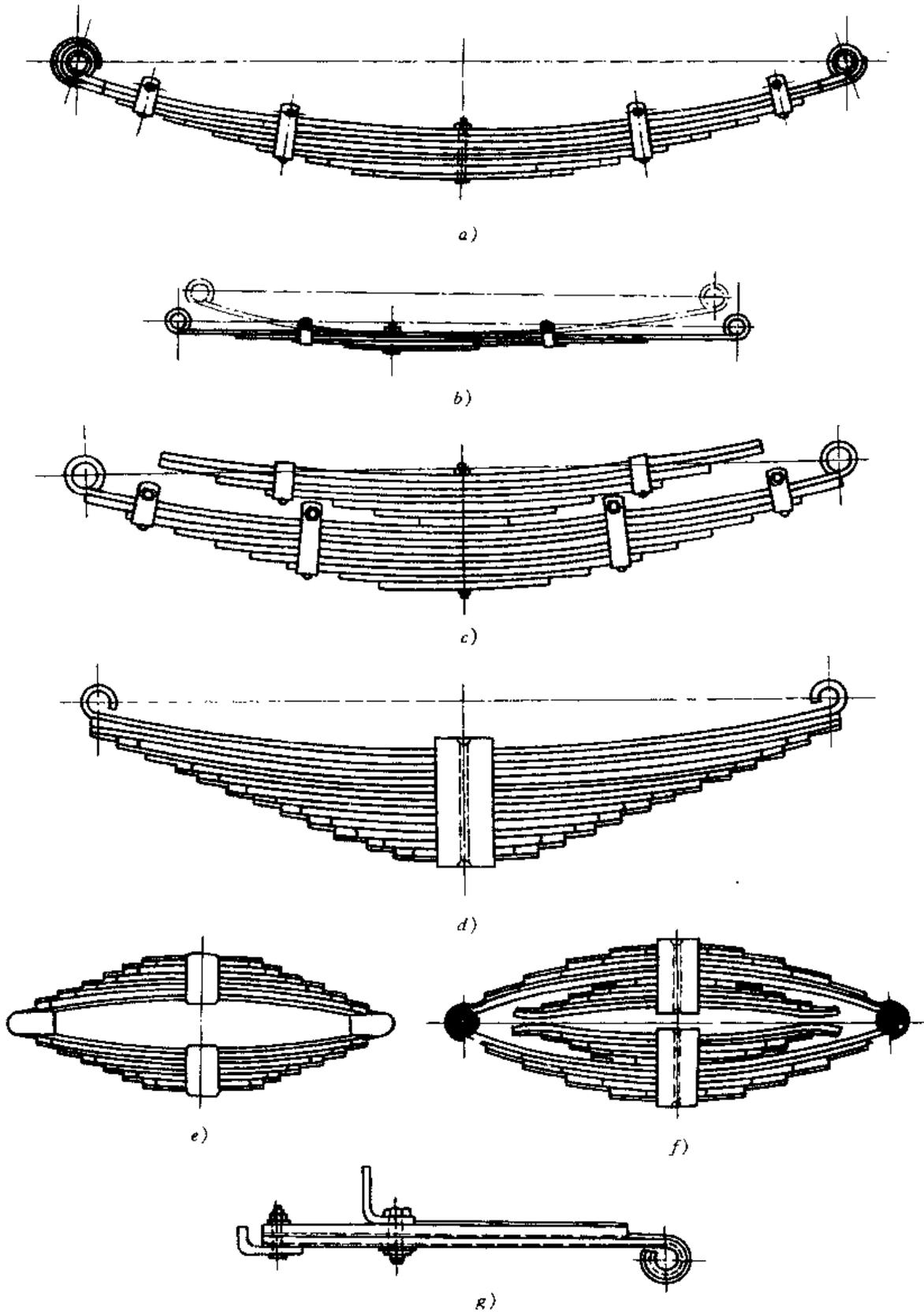


图 11-14 板弹簧的类型

图 11-15 所示为载重汽车悬挂用板弹簧的典型结构,由主板簧和副板簧两部分组成,主要零件有主板,副板,弹簧卡和骑马螺栓等。

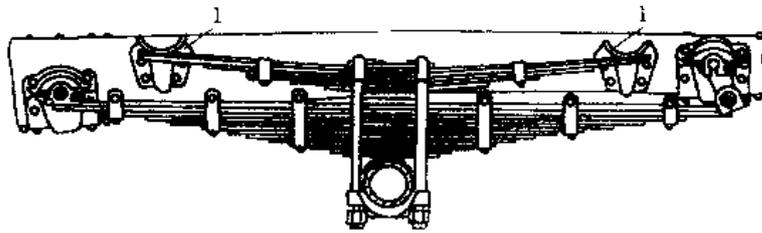


图 11-15 载重汽车板簧

1. 弹簧钢板的截面形状

常用弹簧钢板的截面形状有图 11-16 所示的几种。在汽车和铁道车辆中,矩形截面(图 a)应用最广;为了防止板片相对侧向滑动,在铁道车辆中常用带凸筋的钢板(图 b)。另外,为了延长使用寿命,减少钢材消耗(约减少 10%),也可用带梯形槽的钢板(图 c)。矩形和带凸筋截面的惯性矩 I 和抗弯截面系数 Z_m 分别为

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad Z_m = \frac{bh^2}{6} \quad (11-11)$$

式中 b 为板宽, h 为板厚。应用带凸筋截面时,应使凸筋部分承受压力。

带梯形槽的截面,当如图 c 所示符号,取 $n=3$ 和 $a=0.5$ 时,其惯性矩和截面系数分别为

$$I = 0.0674bh^3; Z_m = 0.1497bh^2 \quad (11-12)$$

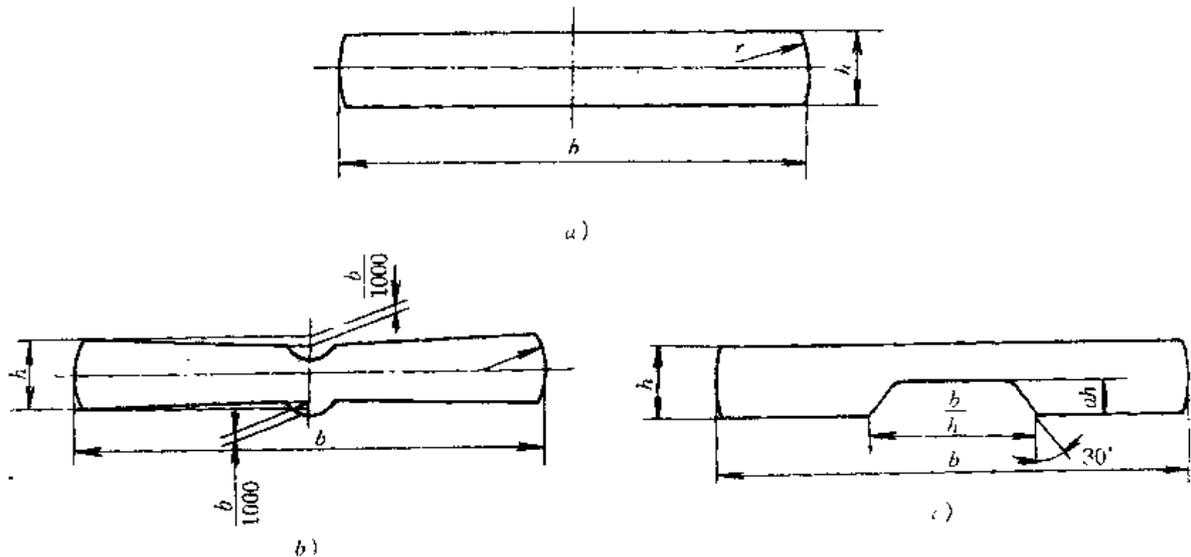


图 11-16 钢板的截面形状

2. 主板端部结构

主板端部的结构形状很多。汽车用板弹簧的主板端部都做成卷耳与车体相连接。图 11-17a~d 是四种基本卷耳的形状。在重载荷下工作的板弹簧,为了提高卷耳强度,在卷耳上常并列有包耳,如图 11-17e~g 所示。

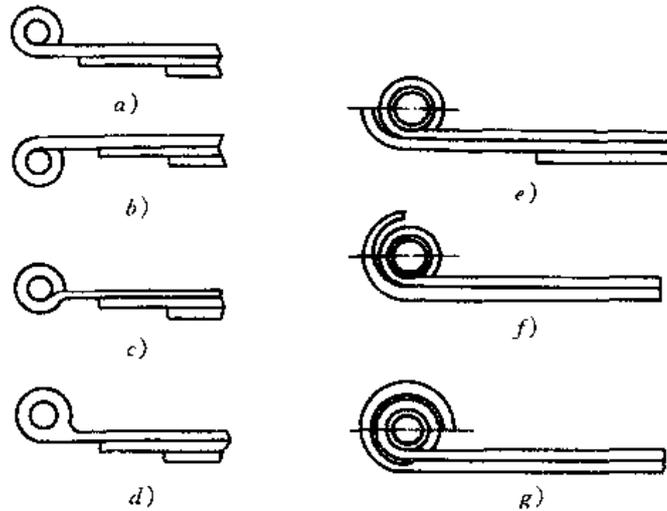


图 11-17 卷耳状主板端部结构

3. 副板端部结构

长度小于板弹簧弦长的钢板称为副板，其端部结构如图 11-18 所示，其中以图 *a* 所示直角形板端制作最简单，但这种板端形状会引起板间压力集中，使磨损加快。图 *b* 所示的梯形板端，可使压力分布有所改善，是目前应用较广的一种。近年来在小轿车中推广一种如图 *c* 所示具有压延斜面的板端结构，对改善压力分布和减少板间摩擦最为有利。在组装板片时，应注意将板端切口的钝面与上板片相贴。图 *d* 为防止板间摩擦的端部结构，在板间加有衬垫，常在小汽车中使用。

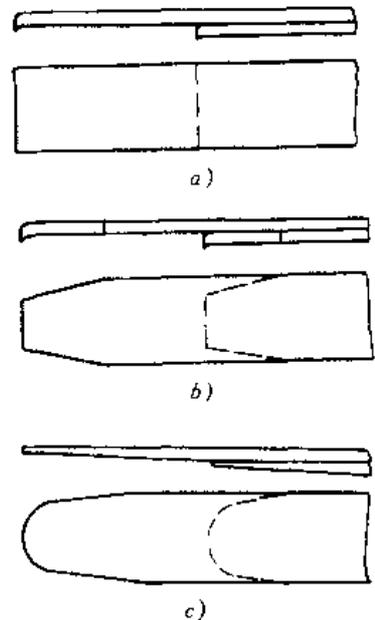


图 11-18 叶片端部的形状

三、板弹簧的计算

1. 单板弹簧的计算

由于在不承受载荷时板弹簧的曲率不大，因此计算时，可近似作直板考虑，其计算误差不大。此外，钢板的变形相对其长度很小，因此认为变形过程中载荷作用方向不变。

为便于分析，按一端固定，自由端承受载荷的悬臂式单板弹簧(图 11-19)来推导计算公式。这些公式也完全可以推广应用在改变载荷，长度大小和符号后的两端支承，中间承受载荷的场合。

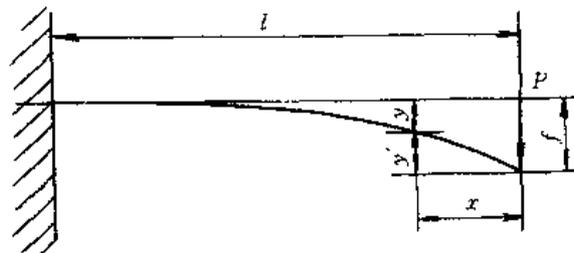


图 11-19 悬臂式单板弹簧计算符号示意图

(1) 矩形板弹簧

由材料力学可知,截面相同的梁,受载荷后产生的弯曲变形,若所取坐标如图 11-20 所示,则挠曲线方程为

$$y=f(x) \quad (11-13)$$

在纯弯曲的情况下,挠曲线的曲率半径 ρ 与弯曲力矩的关系为

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI} \quad (11-14)$$

式中 M ——弯曲力矩;

E ——材料的弹性模量;

I ——截面的惯性矩。

由于任一平面曲线的曲率都可写成为

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{d^2y/dx^2}{[1+(dy/dx)^2]^{3/2}} \quad (11-15)$$

因为挠度远小于跨度,所以挠曲线通常为一平坦的曲线, dy/dx 很小,因此上式化简得

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{d^2y}{dx^2} \quad (11-16)$$

代入式(11-14)得

$$\pm \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (11-17)$$

当选坐标 y 轴向下为正时,则以挠曲线向上凸时的弯矩 M 为正,曲线的二阶导数 d^2y/dx^2 也为正,因此上式两端符号应相同,可写成

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad (11-18)$$

如图 11-19 所示,在距载荷作用端的距离为 x 处的弯矩为

$$M = P \cdot x$$

代入式(11-18)得

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{Px}{EI}$$

对上式进行二次积分得

$$y = \frac{1}{EI} [\int \int Px dx dx + Cx + D] \quad (11-19)$$

确定积分常数 C, D 得

$$C = -\frac{Pl^2}{2}, D = \frac{Pl^3}{3}$$

因而
$$y = \frac{P}{6EI} (x^3 - 3l^2x + 2l^3) \quad (11-20)$$

载荷作用点处, $x=0$, 其挠度为

$$f = \frac{Pl^3}{3EI} \quad (11-21)$$

弹簧刚度为

$$P' = \frac{dP}{df} = \frac{P}{f} = \frac{3EI}{l^3} \quad (11-22)$$

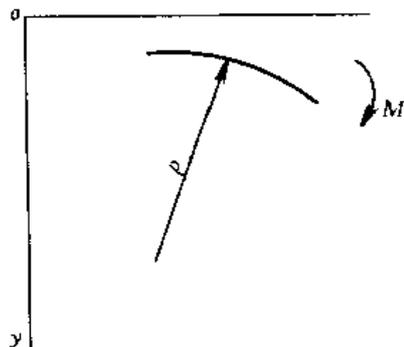


图 11-20 坐标轴方向

由此式可见 P' 为一常数, 特性曲线为直线。

任意截面处的弯曲应力为

$$\sigma_x = \frac{M_x}{Z_m} = \frac{Px}{Z_m} \quad (11-23)$$

式中 Z_m —— 抗弯截面系数, $Z_m = \frac{b_0 h^2}{6}$ 。

最大弯曲应力在 $x=l$ 的固定端处, 其值为

$$\sigma_{\max} = \frac{Pl}{Z_m} = \frac{6Pl}{b_0 h^2} \quad (11-24)$$

板弹簧受载荷后的变形能应为

$$U = \int P df$$

由于特性曲线为直线, 因此

$$U = \frac{1}{2} Pf = \frac{P^2 l^3}{6EI} \quad (11-25)$$

如将式(11-24)代入, 则

$$U = \frac{\sigma_{\max}^2 Z_m^2 l}{6EI} = \frac{1}{18} b_0 h l \frac{\sigma_{\max}^2}{E} = \frac{1}{18} V \frac{\sigma_{\max}^2}{E}$$

式中 $V = b_0 h l$ 为板弹簧的材料体积, 因此其单位体积的变形能为

$$\frac{U}{V} = \frac{1}{18} \frac{\sigma_{\max}^2}{E} = k \frac{\sigma_{\max}^2}{E} \quad (11-26)$$

式中 $k = \frac{1}{18}$ 称为材料利用系数, 它反映板弹簧材料的利用程度。由于 k 与材料性质无关, 只与板弹簧的形状有关, 因而能反映其形状的合理性。

图 11-21 为两端支承, 截面相同的矩形板弹簧, 设其长度为 $2l$ 。如在其中点作用载荷为 $2P$, 则支点反力为 P , 按符号规定, 距支点距离为 x 处的弯曲力矩为

$$M = -Px \quad (11-27)$$

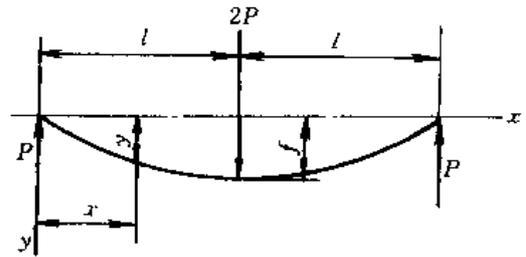


图 11-21 两端支承板弹簧计算示意图

因此
$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{P}{EI} x$$

同样进行二次积分, 并以 $x=0$ 处的变形为 0 的边界条件求积分常数, 得

$$y = \frac{P}{6EI} (3l^2 x - x^3) = \frac{P}{6EI} x (3l^2 - x^2) \quad (11-28)$$

载荷作用点处的挠度, 以 $x=l$ 代入得

$$f = \frac{Pl^3}{3EI}$$

可见与式(11-21)相同。

弹簧刚度为

$$P' = \frac{dP}{df} = \frac{2P}{f} = \frac{6EI}{l^3} \quad (11-29)$$

因此, 对于在中点作用载荷的两端支承的板弹簧, 完全可以按一半长度和一半载荷作用, 一端固定, 一端自由的悬臂板弹簧的公式进行计算。

(2) 梯形板弹簧

如图 11-22 所示的梯形筒支梁板弹簧,也可以如上所述,按图 11-23 所示的梯形悬臂梁计算。

如图 11-23 所示,距自由端为 x 处的板宽 b ,应与小端宽度 b_1 和大端宽度 b_2 有如下关系

$$b = b_1 + \frac{(b_2 - b_1)x}{l} \quad (11-30)$$

因此其截面惯性矩应为

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{h^3}{12} \left[b_1 + \frac{(b_2 - b_1)}{l} \cdot x \right]$$

以固定端截面惯性矩 $I_0 = \frac{b_2 h^3}{12}$ 和 $\eta = \frac{b_1}{b_2}$ 代入上式得

$$I = I_0 \left[\eta + (1 - \eta) \frac{x}{l} \right] \quad (11-31)$$

同样,由挠曲线方程

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI}$$

将距自由端 x 处的弯矩 $M = Px$ 和式 (11-31) 代入,并进行积分,以 $x=l$ 时的挠度转角 $\frac{dy}{dx} = 0$ 和挠度 $y = 0$ 为边界条件,从而可得载荷作用点 $x=0$ 处,即自由端的挠度为

$$f = \frac{Pl^3}{3EI_0} \cdot \frac{3}{(1-\eta)^3} \left[\frac{1}{2} - 2\eta + \eta^2 \left(\frac{3}{2} - \ln \eta \right) \right] \quad (11-32)$$

取 $K_1 = \frac{3}{(1-\eta)^3} \left[\frac{1}{2} - 2\eta + \eta^2 \left(\frac{3}{2} - \ln \eta \right) \right]$ (11-33)

则 $f = \frac{Pl^3}{3EI_0} K_1$ (11-34)

与矩形板弹簧的计算公式 (11-21) 比较,可以看出,梯形板弹簧的计算结果,与一个板宽为 b_2 的矩形板弹簧只相差一个系数 K_1 ,因此称 K_1 为形状系数。由式 (11-33) 可知,矩形板弹簧的 $b_1 = b_2 = b, \eta = 1$,因此 $K_1 = 1$ 。三角形板弹簧则 $b_1 = 0, \eta = 0$,因此 $K_1 = 1.5$ 。图 11-24 给出了梯形板弹簧形状系数 K_1 与宽度比值 $\eta = \frac{b_1}{b_2}$ 的关系曲线。

图 11-22 所示简支梁形式的梯形板弹簧的刚度应为

$$P' = \frac{2P}{f} = \frac{6EI_0}{K_1 l^3} \quad (11-35)$$

距自由端为 x 处截面的弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M}{Z_m} = \frac{Px}{Z_{m0} \left[\eta + (1 - \eta) \frac{x}{l} \right]} \quad (11-36)$$

式中 Z_m 为任意截面的抗弯截面系数, $Z_{m0} = \frac{b_2 h^2}{6}$;

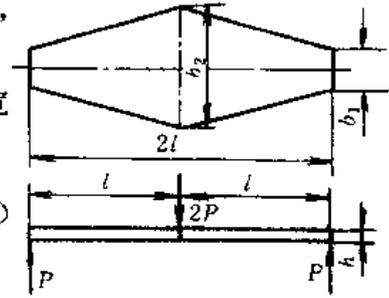


图 11-22 梯形筒支梁板弹簧计算符号示意图

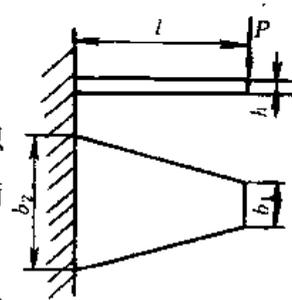


图 11-23 梯形悬臂梁板弹簧计算符号示意图

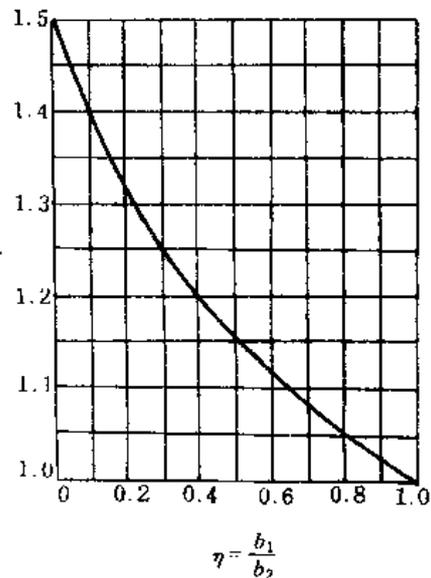


图 11-24 形状系数 K_1

Z_{m0} ——固定端的抗弯截面系数, $Z_{m0} = \frac{b_2 h^2}{6}$ 。

最大弯曲应力在 $x=1$ 的固定端处, 为

$$\sigma_{\max} = \frac{Pl}{Z_{m0}} = \frac{6Pl}{b_2 h^2} \quad (11-37)$$

三角形板弹簧的 $\eta=0$, 因此任意截面的弯曲应力 $\sigma = \frac{Pl}{Z_{m0}} = \sigma_{\max}$, 可见它是一个等强度梁。

由式(11-34), (11-37)和 $K_1=1.5$, 得三角形板弹簧的弹性变形位能为

$$U = \frac{Pf}{2} = \frac{P^2 l^3}{4EI_0} = \frac{1}{12} b_2 h \frac{\sigma_{\max}^2}{E} = \frac{1}{6} V \frac{\sigma_{\max}^2}{E} \quad (11-38)$$

式中 $V = \frac{1}{2} b_2 h l$ 为三角形板弹簧的材料体积。因此单位体积材料的变形位能为

$$\frac{U}{V} = \frac{1}{6} \frac{\sigma_{\max}^2}{E} = k \frac{\sigma_{\max}^2}{E} \quad (11-39)$$

式中 k 为材料利用系数, $k = \frac{1}{6}$, 与式(11-26)比较, 可见三角形板弹簧与矩形板弹簧比较, 材料利用系数提高了3倍, 因而矩形板弹簧是最不经济的, 实际应用较少。但由于三角形板弹簧自由端部的宽度 $b_1=0$, 不可能承受载荷, 因此也不能实际使用, 一般都采用梯形板弹簧。梯形板弹簧的变形位能为

$$\begin{aligned} U &= \frac{Pf}{2} = \frac{Pl^2}{6EI_0} K_1 = \frac{b_2 h l}{18} K_1 \frac{\sigma_{\max}^2}{E} \\ &= \frac{K_1}{9(1+\eta)} V \frac{\sigma_{\max}^2}{E} = k V \frac{\sigma_{\max}^2}{E} \end{aligned} \quad (11-40)$$

式中 k 为梯形板弹簧的材料利用系数

$$k = \frac{K_1}{9(1+\eta)} \quad (11-41)$$

2. 多板弹簧的计算

虽然三角形单板弹簧是一种等强度梁, 但在承受载荷较大时, 要求其宽度及厚度较大, 结构不紧凑。如果将图 11-25a 所示的三角形板弹簧, 沿长度方向分别割成宽度相等的数块叠在一起。如图 11-25b 所示, 则构成了等强度的多板弹簧, 在实际应用中, 大多数采用这种板弹簧。

由于结构要求, 多板弹簧的主板端应作出卷耳以便与支承架联接, 而三角形板端不可能作出卷耳, 因此实际上必须采用近似于梯形的板端。多板弹簧各板片的厚度大多是相同的, 但有时也采用几组厚度不同的板片组成。每片钢板在组装前(自由状态下)都具有不同的曲率, 组装后由于中心螺栓拉紧而使板片产生不同预应力。因此多板弹簧很难做到等应力受载。

多板弹簧的主要尺寸和参数是: 伸直状态下弹簧的工作长度 l ; 板片的数量 n 及其截面尺寸 $b \times h$; 板弹簧的挠度 f (或刚度 P') 以及在自由状态下板弹簧的弧高 H_0 等。

目前多板弹簧的计算方法主要有板端法和展开法两种。图 11-26 为板端法计算示意图, 即假定按板端与邻板接触并传递载荷来推导多板弹簧的计算公式。这种方法较为精确, 但计算较

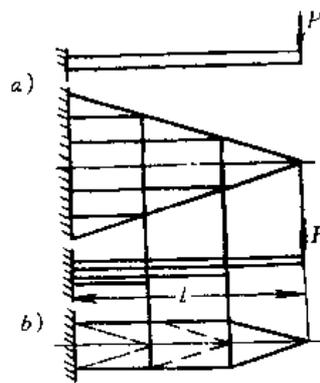


图 11-25 等强度板弹簧

繁，一般在精确验算时采用。

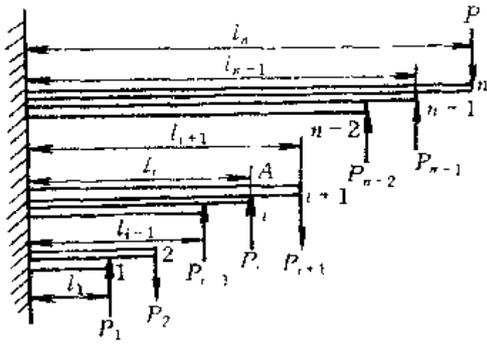


图 11-26

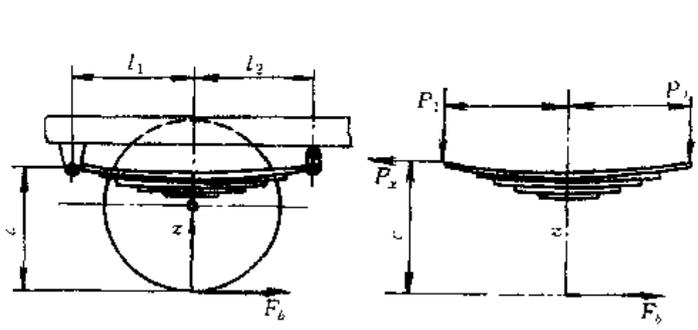


图 11-27

在一般计算中，展开法应用较多。如图 11-27 所示的按等强度要求设计的多板弹簧，取其一半如图 11-28a 所示，将各板片沿长度方向等分为两块，并依次拼接在主板的两侧成同一平面如图 11-28b 所示，则可以看作单板弹簧，因而可以按上节计算公式计算，这就是多板弹簧展开法计算的原理。但这里假定各板片间在全长内接触，并且将各板同一位置的曲率半径看作一样（即忽略板厚对曲率半径的影响），又称为等曲率法。图 11-28c 为按阶梯形近似展开的简化计算简图。图 11-28d 则为按阶梯展开的比较精确的计算简图。

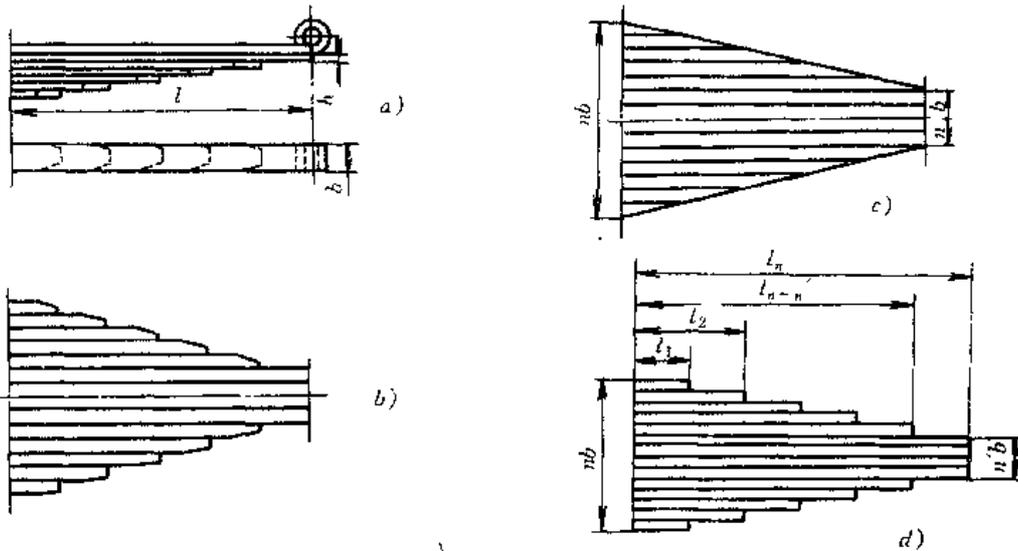


图 11-28 多板弹簧的展开图

(1) 各板片厚度相同的多板弹簧

若按图 11-28c 所示图形展开计算时，可以利用图 11-23 所示单板弹簧的计算公式，而取 $b_1 = nb$, $b_2 = n'b$, n 为板片总数, n' 为主板(长度为 $2l$)的板片数, b 为单片的板宽, 则弹簧刚度可由式(11-35)得

$$P' = \frac{2P}{f} = \frac{6EI_0}{K_1 l^3} = \frac{6EnI}{K_1 l^3} = \frac{Enbh^3}{2K_1 l^3} \quad (11-42)$$

式中 I ——单个板片的截面惯性矩；

I_0 ——全部截面的惯性矩, $I_0 = nI$ ；

K_1 ——形状系数,按式(11-33)或图 11-24 求出,其中 $\eta = \frac{b_1}{b_2} = \frac{n'}{n}$ 。

最大弯曲应力在中间截面,为

$$\sigma = \frac{Pl}{nZ_m} = \frac{6l}{nbh^2}P = \frac{2Eh}{2K_1l^2}f \quad (11-43)$$

式中 Z_m ——单个板片的抗弯截面系数。

应该注意的是以上计算公式,都是以简支梁形式的板弹簧中间所加载荷为 $2P$ 得出的。

如果按图 11-28d 阶梯状展开计算,则较为精确。由能量法求变形可得出多板弹簧自由端的挠度为

$$f = \frac{Pl_n^3 K_2}{3EI} \quad (11-44)$$

式中 I 为单片板弹簧的截面惯性矩, K_2 为形状系数,其值为

$$K_2 = \frac{1}{n} + \sum_{i=1}^{n-n'} \frac{(1-\lambda_i)^3}{(n-i)(n-i+1)} \quad (11-45)$$

式中 $\lambda_i = \frac{l_i}{l_n}$, $2l_i$ 为第 i 片板弹簧的长度, $2l_n$ 为主板长度。

全长为 $2l_n$ 的多板弹簧的刚度为

$$P' = \frac{6EI}{K_2 l_n^3} \quad (11-46)$$

最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{Pl_n}{nZ_m} = \frac{6l_n}{nbh^2}P = \frac{3Eh}{2K_2 l_n^2}f \quad (11-47)$$

(2) 各板片厚度不同的多板弹簧

一般板片厚度不同的多板弹簧都按图 11-28d 所示阶梯状展开计算。由于各板片的厚度不同,因此截面惯性矩各不相同,如以 I_i 表示第 i 片板的截面惯性矩,则 $I_i = \frac{bh_i^3}{12}$, 以 I_n 表示主板的截面惯性矩,并令 $\varphi_i = \frac{I_i}{I_n}$ 。

同样由能量法求变形,可得出在自由端作用载荷 P 时,自由端的挠度为

$$f = \frac{P}{EI_n} \left[\frac{1}{\sum_{r=n-n'+1}^n \varphi_r} \int_0^{l_n - l_n - x} x^2 dx + \sum_{i=1}^{n-n'} \left(\frac{1}{\sum_{r=i}^n \varphi_r} \int_{l_n - l_i}^{l_n - l_{i-1}} x^2 dx \right) \right]$$

$$= \frac{Pl_n^3}{3EI_n} K_3$$

式中系数 K_3 为

$$K_3 = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} + \sum_{i=1}^{n-n'} \frac{\varphi_i (1-\lambda_i)^3}{\left(\sum_{r=i}^n \varphi_r \right) \left(\sum_{r=i+1}^n \varphi_r \right)} \quad (11-49)$$

式中 $\lambda_i = \frac{l_i}{l_n}$, 当各板厚度相同时,可以看出上式取 $\varphi_i = 1$, 则与(11-45)的系数 K_2 相同。

从而得弹簧刚度为

$$P' = \frac{2P}{f} = \frac{6EI_n}{K_3 l_n^3} \quad (11-50)$$

由于各板厚度不同,因此受载荷时的应力也不相同,若板弹簧中间处受弯曲力矩为 $M = Pl_n$,第 i 片所受弯曲力矩为 M_i ,则由等曲率的假定,可得

$$M_i = \frac{MI_i}{\sum_{r=1}^n I_r} \quad (11-51)$$

因此,第 i 片板的最大弯曲应力为

$$\sigma = \frac{M_i}{Z_i} = \frac{M_i}{I_i} \times \frac{h_i}{2} = \frac{Mh_i}{2 \sum_{r=1}^n I_r} = \frac{6h_i I_n P}{b \sum_{r=1}^n h_r^3} \quad (11-52)$$

式中 Z_i 和 h_i 分别为第 i 片板的惯性矩和厚度。

(3) 非对称多板弹簧

如图 11-29a 为非对称的多板弹簧,两个支点为自由铰支,其位置与载荷作用位置为非对称布置。垂直作用载荷为 $2P$,两支点处的支反力则分别为 $P \frac{l_1}{l}$ 和 $P \frac{l_2}{l}$ 。若按梯形展开的方法计算,则如图 11-29b 所示。

由力矩平衡关系及几何关系可求得弹簧刚度为

$$P' = \frac{6EnI}{K_1 l^3} K_4 \quad (11-53)$$

式中 K_1 ——形状系数,可由式(11-33)或图 11-24 查出;

K_4 ——非对称弹簧与对称弹簧刚度的比值系数,其值为

$$K_4 = \frac{1}{\xi^2(2-\xi)^2} \quad (11-54)$$

$$\xi = \frac{l_1}{l}$$

在载荷作用位置截面的弯曲应力为

$$\sigma = \frac{6Pl}{nbh^2} K_5 \quad (11-55)$$

式中 K_5 ——非对称弹簧与对称弹簧在载荷作用位置截面的弯曲应力的比值系数,可由下式求得

$$K_5 = \xi(2-\xi) \quad (11-56)$$

如图 11-15 所示,中部固定采用骑马螺栓或簧箍时,弹簧有一段无效部分,在计算弹簧刚度时,应考虑其影响而进行必要的修正。

采用骑马螺栓时,无效部分大约为螺栓间距离 S 的 40%~60%,板弹簧刚度的修正计算,可用下式,修正后的弹簧刚度为

$$P'_u = \left[\frac{2l}{2l - (0.4 \sim 0.6)S} \right]^3 P' \quad (11-57)$$

式中 l ——板弹簧长度的一半;

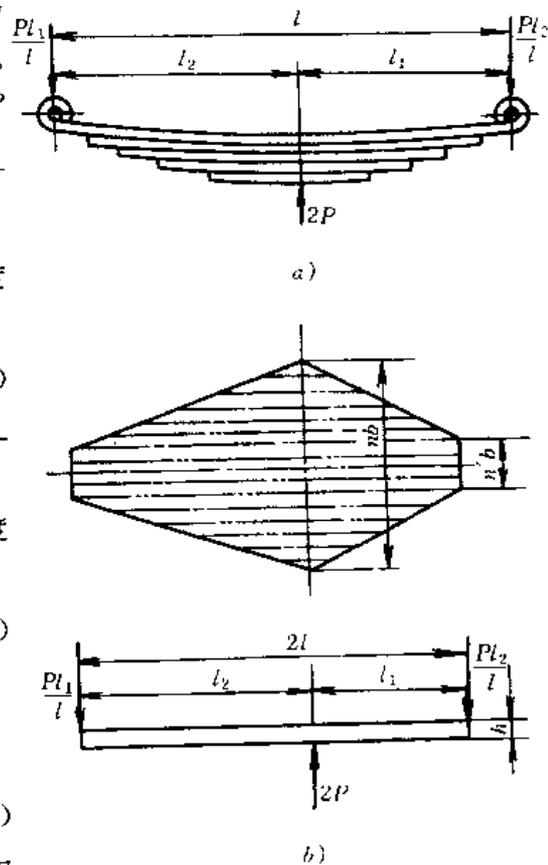


图 11-29 非对称多板弹簧

P' ——未考虑无效部分时的弹簧刚度。

采用簧箍夹紧时,无效部分长度均为簧箍宽度 B 的 60%, 板弹簧修正后的刚度为

$$P'_v = \left(\frac{2l}{2l - 0.6B} \right)^3 P' \quad (11-58)$$

(5) 板间摩擦

多板弹簧在工作时各板间必然有摩擦,因摩擦力的影响,弹簧刚度就不是定值,图 11-30 为板弹簧受摩擦力影响的典型特性曲线。加载时摩擦力阻止变形的产生,因而刚度加大,特性曲线为 OA 部分;卸载时,由于摩擦力阻止弹性变形的恢复,因此降低了回弹力,特性曲线为 ABC 部分,面积 $ABCO$ 为一次加载循环中所消耗的摩擦功,在小振幅的振动下工作时,其特性曲线

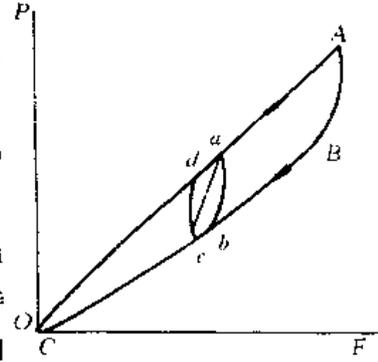


图 11-30 考虑板间摩擦影响的板弹簧特性曲线

为 $abcd$, 面积 $abcd$ 是多板弹簧减振消耗的能量,板间摩擦的大小与板片数量,板片材料的摩擦系数和润滑情况等因素有关。由实验可知,板间摩擦力约为所承载荷的 $\pm 2\% \sim 20\%$ 。一般板间摩擦系数为 0.2 左右,如在板间加润滑剂,则摩擦系数为 0.04~0.10。在板间加垫或镶块时,摩擦系数可降至 0.02。

板间摩擦可以消耗振动能量,因此用于缓冲吸振的板弹簧,则要利用板间摩擦。一般可采取增加板片数量,在板间加衬垫等措施。

四、板弹簧的设计方法

板弹簧的设计内容和大致步骤如下:

1. 主要尺寸和参数的计算

多板弹簧的主要尺寸和参数是:伸直状态下弹簧的工作长度 l ;板片数量 n 及截面尺寸 $b \times h$;板弹簧的挠度 f 和自由状态下的弧高 H_0 。

(1) 板片截面尺寸和板片数量的确定

根据设计给定的板弹簧工作长度和挠度值,以及受载特点和结构要求,由式(11-42), (11-46), (11-50)或(11-53)可初步求得板弹簧所需的截面总惯性矩 I_0 ,即

$$I_0 = \frac{b \sum h_i^3}{12} \quad (11-59)$$

式中 b ——板宽;

h_i ——板弹簧第 i 板的厚度。

在采用相同厚度的板片组成板弹簧时,其板片截面尺寸最好在 $b/h = 6 \sim 10$ 的范围内,并选用一种现有的扁钢规格。然后按下式计算出板片的数量

$$n = \frac{12I_0}{bh^3} \quad (11-60)$$

用相同厚度板片组成的板弹簧,制造比较简单,但材料利用率低,故有时用不同厚度板片组成。一般厚度不多于三种,以最薄的作副板中的短板,最厚的作主板。

汽车板弹簧的板片数量一般在 6~14 片之间,在受重载情况下的板弹簧,板片总数可大于 14 片甚至超过 20 片。为了要减少板片的总数,可以适当增加厚板的数量。

(2) 板片长度的确定

多板弹簧各板片的长度用作图法确定比较方便。如图 11-31a 所示，作一直线 OO 代表中心螺栓轴线。按照一定的比例尺，沿垂线逐片截取板片厚度的立方值 h_i^3 。在最上面一根水平线上，截取自中心螺栓轴线至卷耳中心线或支撑中点的距离 $\frac{L}{2}$ （得交点 A ），而在下面倒数第二根水平线上截取自中心螺栓轴线至最短板片板端的距离 $\frac{S}{2}$ （得交点 B ）。用直线（实线）连接 AB ，即求得各板片的长度。图中虚线 AC 组成的各板片长度，以及板端的压延斜面，表示等强度板弹簧的板片外形。图 11-31b 所示是板片厚度不同时，各板片长度的确定法。

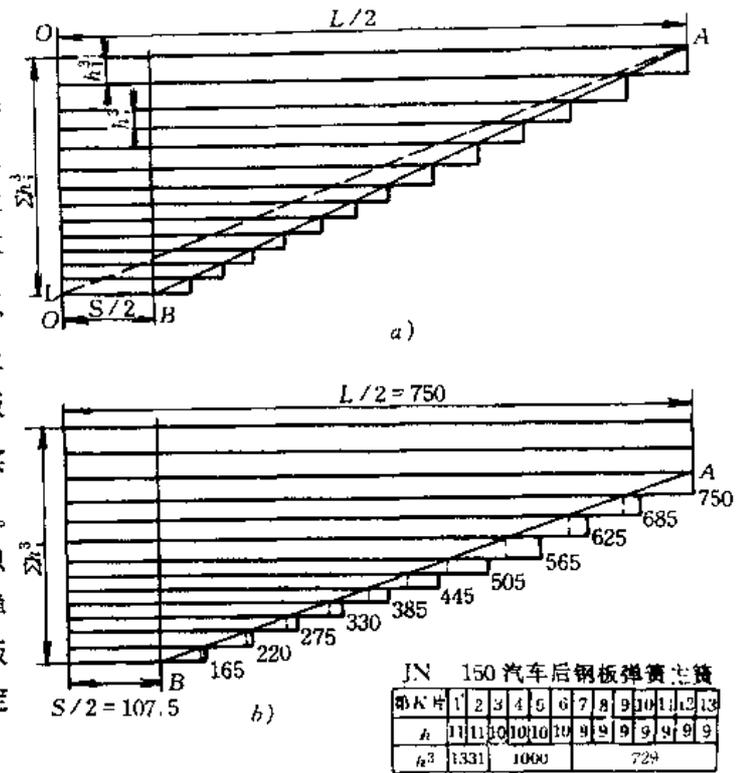


图 11-31

在利用作图法确定各板片长度时，最短板片的长度 l_1 应根据结构来确定；如果板弹簧用骑马螺栓安装时，则最短板片长度之半应比自中心螺栓轴线 OO 至骑马螺栓中心线 mm 的距离大些。

(3) 自由状态下板弹簧的弧高 H_0 是指组装后未经强压处理的板弹簧的弧高。其值决定于：1) 车辆悬挂结构需要在满载时所给定的板弹簧弧高 H ；2) 板弹簧满载时产生的静挠度 f ；3) 强压处理造成的残余变形 r 。因此

$$H_0 = H + f + r \quad (11-61)$$

式中 r 值可以根据经验按下列不同情况选取；制造条件较完善并经过严格处理的板弹簧， $r = 0.05f_0$ ， f_0 是板弹簧在强压时的近似挠度，支点对称时，约为

$$f_0 = \frac{l^2}{800h_n} \quad (11-62)$$

支点为非对称时，约为

$$f_0 = \frac{l_1 l_2}{200h_n} \quad (11-63)$$

式中 h_n ——主板厚度。

制造和热处理条件较差的板弹簧， $r = 0.03f_0$ ；用手工方式生产的板弹簧 $r = 0.07f_0$ （已达允许的极限值）。

设卷耳的内径为 d ，伸直的板弹簧两卷耳的中心距离为 L ，则板弹簧中主板的曲率半径 R_0 可用下式计算

$$R_0 = \frac{\left(\frac{L}{2}\right)^2}{2H_0 - d} \quad (11-64)$$

组装的板弹簧半个弦长 \bar{L} (自中心螺栓至卷耳中心的距离)用下式计算

$$\bar{L} = \sqrt{\left(\frac{L}{2}\right)^2 + \left(H_0 - \frac{d}{2}\right)^2} \cdot \left(1 - \frac{d}{2R_0}\right) \quad (11-65)$$

在简化计算时,也可以将卷耳内径 d 忽略不计。

2. 挠度(或刚度)的计算

多板弹簧的主要尺寸和片数确定后,根据具体条件,可按式(11-42),(11-44),(11-46),(11-50)或(11-53)计算其挠度(或刚度),检查所确定的尺寸和参数是否适合设计要求。当与要求相差较大时,要重新调整截面尺寸,板片数量或长度。

3. 各板片工作应力计算

在板片的数量和截面确定以后,可以选用式(11-43),(11-47),(11-52)和(11-55)等验算最厚板片(一般是主板)的最大应力。

对于承受制动或曳引力的板弹簧,最大弯矩是垂直外载荷所引起的弯矩和制动(或曳引力)所引起的弯矩的代数和。

在给出主板厚度 h_n 后,可计算钢板的工作应力,或者在给出许用应力值后,算出主板的厚度。如果算出的主板厚度过小或按所选的厚度 h_n 算得的工作应力 σ 过大时,则必须增加 I_0 。这时如不希望增加板弹簧的刚度,则应在增加 I_0 的同时,将板弹簧的工作长度加大。

关于许用应力的选取,一般情况下应根据材料,悬挂结构形式,制造工艺及使用条件等来考虑。表 11-6 是只考虑静载荷作用时的许用应力值,供估算主板厚度时用。

变载荷下板弹簧的许用应力,可用由实验作出的极限应力曲线图 11-32 查出。使用时按最小应力 σ_{\min} 和使用寿命 N (载荷作用循环次数)查出最大应力 σ_{\max} 。根据使用条件考虑必要的安全系数。由于极限应力曲线是在一定条件下由实验得到的统计平均值作出,因此使用时,应考虑实际板弹簧的表面加工状况等对疲劳寿命的影响,对所查出的数值要进行适当的修正。

表 11-6 主板的许用应力 $[\sigma]$

板 弹 簧 的 种 类	许用应力 $[\sigma]$ MPa
小轿车的后板弹簧	500~600
机车,货车,电车等的板弹簧,小轿车的前板弹簧 以及载重汽车和拖车的后板弹簧	450~600
载重汽车的前板弹簧	350~450
缓冲器的板弹簧	300~400

4. 板弹簧的板片在自由状态下曲率半径的计算

板弹簧的所有板片通常冲压成不同的曲率半径(图 11-33),组装时利用中心螺栓或簧箍将板片夹紧在一起,致使所有板片的曲率半径均发生变化。设计时应该使组装后板弹簧的总成曲率半径(亦即主板的曲率半径),符合由式(11-64)计算所得的要求。

由于组装夹紧时各板片曲率半径的变化,使各板片在未受外载荷作用之前就产生了预应力。这时第 i 板的预应力 σ_{σ_i} 与其组装前后的曲率半径的关系可用下式来表示

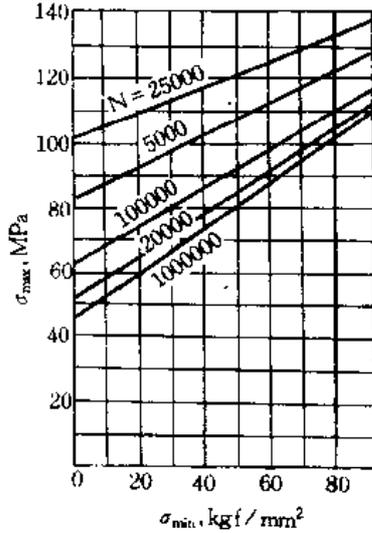


图 11-32 板弹簧的极限应力曲线

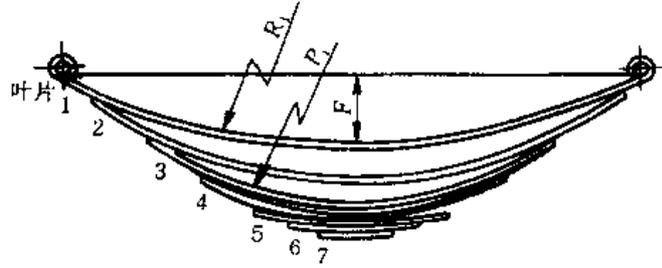


图 11-33

$$\sigma_{oi} = \frac{EI_i}{Z_{mi}} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_{oi}} \right) \quad (11-66)$$

式中 R_{oi} ——第 i 板在组装后的曲率半径；

R_i ——第 i 板在自由状态下的曲率半径；

I_i, Z_{mi} ——第 i 板的惯性矩和抗弯截面系数。

若已知组装好的板弹簧在自由状态下的曲率半径 R_o ，如忽略板片厚度，则根据无间隙接触的假设可以认为

$$R_{o1} = R_{o2} = \dots = R_{oi} = R_{om} = R_o$$

因此，式(11-66)可以写成

$$\sigma_{oi} = \frac{EI_i}{Z_{mi}} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_o} \right) \quad (11-67)$$

如板片为矩形截面，则

$$\sigma_{oi} = \frac{Eh_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_o} \right) \quad (11-68)$$

由式(11-67)和(11-68)可知，当各板片的组装预应力值给定后，便可以求出板片在自由状态下的曲率半径 R_i 。

在确定预应力时，应使主板的预应力为负值(与外载荷引起的工作应力方向相反)，而使短板的预应力为正值，其它板片取中间值。根据已有结构分析指出，对于等厚度板片的板弹簧，设计时一般取第一、二主板的预应力为 $-(80 \sim 150)$ MPa，而最短几片预应力取为 $+(20 \sim 60)$ MPa。对于不等厚度板片的板弹簧，为了保证各板片有相近的使用寿命，组装预应力的选择应按疲劳曲线确定。

在确定组装预应力时，还应满足下述条件：在未受外载荷作用时，板弹簧任意截面中，各板片预应力造成的弯矩之和等于零，即

$$M_{o1} + M_{o2} + \dots + M_{on} = 0$$

如用板片的预应力和抗弯截面系数之乘积， $\sigma_{oi} Z_{mi}$ 来表示弯矩，则上式可写成

$$\sigma_{o1} Z_{m1} + \sigma_{o2} Z_{m2} + \dots + \sigma_{on} Z_{mn} = 0 \quad (11-69)$$

对于矩形截面的板片,则为

$$\sigma_{a1}h_1^2 + \sigma_{a2}h_2^2 + \dots + \sigma_{an}h_n^2 = 0 \quad (11-70)$$

在满足上式的情况下,分配确定各板片中的预应力,然后就可以根据式(11-66)计算各板片在自由状态下的曲率半径 R_i 。

然而,所求得的一组板片在自由状态下的曲率半径 R_i 是否合适,还需要从组装后最小势能原理出发,用下述式(11-71)和(11-72),来求出板弹簧在自由状态下(组装好后)的曲率半径 R_0 ,并与式(11-64)所确定的值比较,如两者接近便认为合适,否则要调整各板片预应力,再重新进行计算。板弹簧按最小势能原理求自由状态下的曲率半径公式为

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum (L_i I_i / R_i)}{\sum L_i I_i} \quad (11-71)$$

式中 L_i ——第 i 板片的全长;

I_i ——第 i 板片的惯性矩。

对于等厚度板片的板弹簧,上式可写成

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum L_i / R_i}{\sum L_i} \quad (11-72)$$

五、少片弹簧的计算

近年来,多片弹簧有向少片弹簧发展的趋势。少片弹簧一般由 1~3 片等长、等宽、变截面叶片组成。片间放有减摩作用的塑料填片,或做成只在两端部接触以减少片间摩擦。在图 11-34 上示出单片变截面弹簧的一半。由图中可见,在弹簧端部 \overline{CD} 段和弹簧中间夹紧部分 \overline{AB} 段的厚度分别为 h_1 和 h_2 等截面形,只在 \overline{BC} 段是变厚截面的。如 \overline{BC} 段厚度按抛物线形变化,则其厚度 h_x 随长度的变化规律为 $h = h_2 (x/L_2)^{1/2}$,其中惯性矩 $I_x = I_2 (x/L_2)^{3/2}$,如果 \overline{BC} 段厚度线性变化,则有 $h_x = A'x + B'$,式中 $A' = (h_2 - h_1) / (L_2 - L_1)$, $B' = (h_1 L_2 - h_2 L_1) / (L_2 - L_1)$ 。

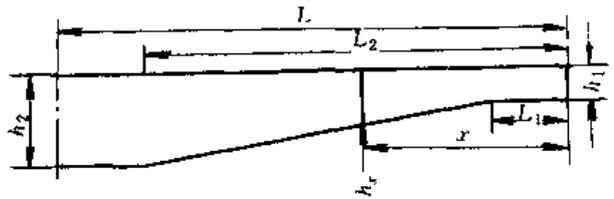


图 11-34 单片变截面弹簧的一半

(1)按抛物线形变化时单片刚度为:

$$P' = \frac{2F_s}{f} = \frac{6EI_2\xi}{L^3[1 + (\frac{L_2}{L})^3 K]} \quad (11-73)$$

式中: ξ ——修正系数,取 0.92;

F_s ——为钢板弹簧端载荷;

$$I_2 = \frac{1}{12}bh_2^3;$$

$$K = (h_1/h_2)^3;$$

其最大应力发生在 B 点,其值为 $\sigma_{\max} = \frac{6FL_2}{bh_2^2}$ 。

(2)按线性变化时的单片刚度仍可用式(11-73)计算,只是用系数 K' 代替 K ;

$$K' = \gamma^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{1-\alpha}{1-\beta} \right)^3 \left[2 \ln \beta + \frac{4(1-\beta)(1-\gamma)}{(1-\alpha)} + \left(\frac{1-\gamma}{1-\alpha} \right)^2 (1-\beta^2) \right] - 1$$

式中 $\alpha=l_1/l_2, \beta=h_1/h_2, \gamma=\alpha/\beta$ 。

其最大应力发生在 $x=B'/A'$ 处, 此时 $h_0=A'x+B'=2B'$, 其应力值 $\sigma_{\max}=3F_i/2bA'B'$, 它应小于许用应力 $[\sigma]$ 。当有 n 片组成少片弹簧时, 其总刚度为各片刚度之和, 其应力则按各片所承受的载荷分别计算。少片弹簧的宽度, 在布置允许的情况下尽可能大些, 以增强横向刚度, 常取 75~100mm。厚度 $h \leq 5\text{mm}$, 以保证足够的抗剪强度并防止太薄而淬裂。 h_2 取 12~20mm, 以保证淬透性好。

例题 3 已知一总重 90kN 的载重汽车的前悬挂板弹簧卷耳处的作用力为 $P=4675\text{N}$, 板弹簧共有厚度相等的板片 8 片, 板厚 $h=8\text{mm}$, 板宽 $b=76\text{mm}$, 各板片的长度为 $L_1=270\text{mm}$, $L_2=450\text{mm}$, $L_3=630\text{mm}$, $L_4=810\text{mm}$, $L_5=990\text{mm}$, $L_6=1170\text{mm}$, $L_7=L_8=1350\text{mm}$ 。骑马螺栓间距 $S=50\text{mm}$, 板弹簧组装后自由状态下弦高 $H_0=130\text{mm}$, 试确定各板片的自由状态下曲率半径。

解: 按式(11-64)确定组装后板弹簧的曲率半径(卷耳直径 d 忽略不计)

$$R_0 = \frac{L^2}{8H_0} = \frac{1350^2}{8 \times 130} = 1750\text{mm}$$

(1) 初步试算确定各板片曲率半径 R_i , 按式(11-68)计算, 选定各板片的不同预应力, 并经过圆整, 取 $R_1=1620\text{mm}$, $R_2=1660\text{mm}$, $R_3=1720\text{mm}$, $R_4=1735\text{mm}$, $R_5=1750\text{mm}$, $R_6=1780\text{mm}$, $R_7=1795\text{mm}$, $R_8=2000\text{mm}$ 。

表 11-7 例中各板片组装预应力计算表

板片 序号 i	R_i (mm)	$\frac{1}{R_i}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{Eh_i}{2}$ N/mm	σ_n MPa
1	1620	0.000617		0.000045		38.8
2	1660	0.000602		0.000031		26.5
3	1720	0.000581		0.00001		11.0
4	1735	0.000576	0.000571	0.00005	840000	4.20
5	1750	0.000571		0		0
6	1780	0.000560		-0.00001		-8.4
7	1795	0.000556		-0.000015		-12.6
8	2000	0.000500		-0.000071		-59.5

按式(11-68)计算的各板片组装预应力, 其值见表 11-7。

(2) 按式(11-72)校验组装后板弹簧在自由状态下曲率半径值

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum L_i/R_i}{\sum L_i} = \frac{\frac{270}{1620} + \frac{450}{1660} + \frac{630}{1720} + \frac{810}{1735} + \frac{990}{1750} + \frac{1170}{1780} + \frac{1350}{1795} + \frac{1350}{2000}}{270+450+630+810+990+1170+1350+1350}$$

$$= 0.000561\text{mm}^{-1}$$

由此可得组装后的曲率半径应为

$$R_0 = 1780\text{mm}$$

板弹簧在自由状态下的实际弧高为

$$H'_0 = \frac{L^2}{8R_0} = \frac{1350^2}{8 \times 1780} = 127.9 \text{ mm}$$

与设计要求的 $H_0 = 130 \text{ mm}$ 相差不大, 可以认为各板片所选定曲率半径是合适的。

例题 4 板弹簧共有厚度相等的板 8 片, 板厚 = 8 mm, 板宽 = 76 mm, 各板片的长度为 $L_1 = 270 \text{ mm}$, $L_2 = 450 \text{ mm}$, $L_3 = 630 \text{ mm}$, $L_4 = 810 \text{ mm}$, $L_5 = 990 \text{ mm}$, $L_6 = 1170 \text{ mm}$, $L_7 = 1350 \text{ mm}$, $L_8 = 1350 \text{ mm}$ 。板弹簧组装后自由状态下弦高 $H_0 = 130 \text{ mm}$, 确定各板片自由状态下的曲率半径和预应力。

解:

按式(11-64)计算组装后板弹簧的曲率半径

$$R_0 = \frac{L_n^2}{2H_0} = \left(\frac{1350}{2}\right)^2 / (2 \times 130) = 1752 \text{ mm}$$

初选各板片的曲率半径分别为 $R_1 = 1635 \text{ mm}$, $R_2 = 1690 \text{ mm}$, $R_3 = 1710 \text{ mm}$, $R_4 = 1730 \text{ mm}$, $R_5 = 1750 \text{ mm}$, $R_6 = 1770 \text{ mm}$, $R_7 = 1790 \text{ mm}$, $R_8 = 1960 \text{ mm}$, 而 R_0 圆整为 1750 mm, 按式(11-43)计算各板片的预应力。计算过程见表 11-8。

表 11-8 板片的预应力计算

板片 序号 i	R_i (mm)	$\frac{1}{R_i}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0}$ (mm^{-1})	$\frac{Eh_i}{2}$ N/mm	σ_{0i} MPa
1	1635	6.116×10^{-4}		4.02×10^{-5}		33.1
2	1690	5.917×10^{-4}		2.03×10^{-5}		16.7
3	1710	5.848×10^{-4}		1.34×10^{-5}		11.0
4	1730	5.780×10^{-4}	5.714×10^{-4}	0.66×10^{-5}		5.4
5	1750	5.714×10^{-4}		0	824000	0
6	1770	5.650×10^{-4}		-0.64×10^{-5}		-5.3
7	1790	5.587×10^{-4}		-1.27×10^{-5}		-10.5
8	1960	5.102×10^{-4}		-6.12×10^{-5}		-50.4

按式(11-69)要求, 各板片的预应力应满足下述条件: 即在未受外载荷作用时, 板弹簧任意截面中各板片预应力造成的弯矩之和等于零。所以验算各板片预应力之和。

$$\sum \sigma_{0i} h_i = 33.1 + 16.7 + 11 + 5.4 + 0 - 5.3 - 10.5 - 50.4 = 0$$

再按式(11-72)计算组装后的曲率半径

$$\frac{1}{R_0} = \frac{\sum L_i / R_i}{\sum L_i} = \frac{\frac{270}{1635} + \frac{450}{1690} + \frac{630}{1710} + \frac{810}{1730} + \frac{990}{1750} + \frac{1170}{1770} + \frac{1350}{1790} + \frac{1350}{1960}}{270 + 450 + 630 + 810 + 990 + 1170 + 1350 + 1350}$$

$$= 0.0005609$$

由此得组装后的曲率半径为 1783 mm。

板弹簧组装后在自由状态下的实际弧高为

$$H'_0 = \frac{L_n^2}{2R_0} = \frac{(1350/2)^2}{2 \times 1783} = 127.8 \text{ mm}$$

各板片预应力之和等于零, 实际弧高和设计要求的相近, 可以认为初选的各板片曲率半径是合适

的。

例题 5 板弹簧的尺寸数据见表 11-9, 用展开法计算其弹簧刚度和应力, 载荷 $2P=2000\text{N}$ 。

解:

展开法

根据弹簧的尺寸数据, 得到

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \frac{I_1}{I_4} = \frac{625}{1080} = 0.5787$$

$$\varphi_3 = \varphi_4 = \frac{I_3}{I_4} = \frac{1080}{1080} = 1$$

$$\lambda_1 = \frac{L_1}{L_4} = \frac{180}{650} = 0.2769$$

$$\lambda_2 = \frac{L_2}{L_4} = \frac{300}{650} = 0.4615$$

$$\lambda_3 = \frac{L_3}{L_4} = \frac{490}{650} = 0.7538$$

$$\lambda_4 = \frac{L_4}{L_4} = \frac{650}{650} = 1$$

表 11-9 板弹簧尺寸数据

i		1	2	3	4
板长 $\frac{1}{2}$	mm	180	300	490	650
板宽	mm	60	60	60	60
板厚	mm	5	5	6	6
I	mm^4	625	625	1080	1080
Z	mm^3	250	250	360	360
板端部分长度	mm	120	120	160	160
端部板宽	mm	60	60	60	60
端部板厚	mm	2.5	2.5	3	6.3

将以上数值代入式(11-49)

$$\begin{aligned}
 K_3 &= \frac{1}{\sum_{i=1}^n \varphi_i} \sum_{i=1}^n \frac{\varphi_i (1-\lambda_i)^3}{\left(\sum_{r=i}^4 \varphi_r\right) \left(\sum_{r=i+1}^4 \varphi_r\right)} \\
 &= \frac{1}{2 \times 0.5787 + 2 \times 1} + \frac{0.5787(1-0.2769)^3}{(2 \times 0.5787 + 2 \times 1)(0.5787 + 2 \times 1)} \\
 &\quad + \frac{0.5787(1-0.4615)^3}{(0.5787 + 2 \times 1)(2 \times 1)} + \frac{1 \times (1-0.7538)^3}{(2 \times 1)(1)} \\
 &= 0.3686
 \end{aligned}$$

取弹性模量 $E=206 \times 10^3 \text{MPa}$, 由式(11-50)计算弹簧刚度

$$P' = \frac{6EI_4}{K_3 L_4^3} = \frac{6 \times 206 \times 10^3 \times 1080}{0.3686 \times 650^3} = 13.19 \text{N/mm}$$

由式(11-52)计算各板片的最大应力

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{PL_n h_1}{2 \sum_{r=1}^n I_r} = \frac{1000 \times 650 \times 5}{2(2 \times 625 + 2 \times 1080)} = 476.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma_4 = \frac{PL_n h_2}{2 \sum_{r=1}^n I_r} = \frac{1000 \times 650 \times 6}{2(2 \times 625 + 2 \times 1080)} = 571.8 \text{ MPa}$$

例题 6 微型汽车悬架钢板弹簧设计计算

已知:

(一)钢板弹簧主要参数选择:

1. 与总体布置商定的主要参数

(1) 弹簧上的载荷 $F = 3465 \text{ N}$

(2) 静挠度 $f_c = 80 \text{ mm}$

(3) 动挠度 $f_d = 50 \text{ mm}$

(4) 满载弧高 $f_a = 14 \text{ mm}$

(5) 弹簧长度 $L = 1000 \text{ mm}$

2. 叶片断面尺寸与片数的确定

已知叶片宽度 $b = 50 \text{ mm}$, 采用变断面的少片钢板弹簧, 先取 2 片, 一片等厚断面钢板弹簧为主簧, 另一片等长的变厚断面钢板弹簧为第二片簧。考虑到弹簧应力与刚度的因素, 推荐取 $6 < \frac{b}{h} < 10$, 并根据我国型材规格取主簧 $h = 6 \text{ mm}$, 第二片簧 $h = 12 \sim 5 \text{ mm}$, 结构形式如图 11-35。

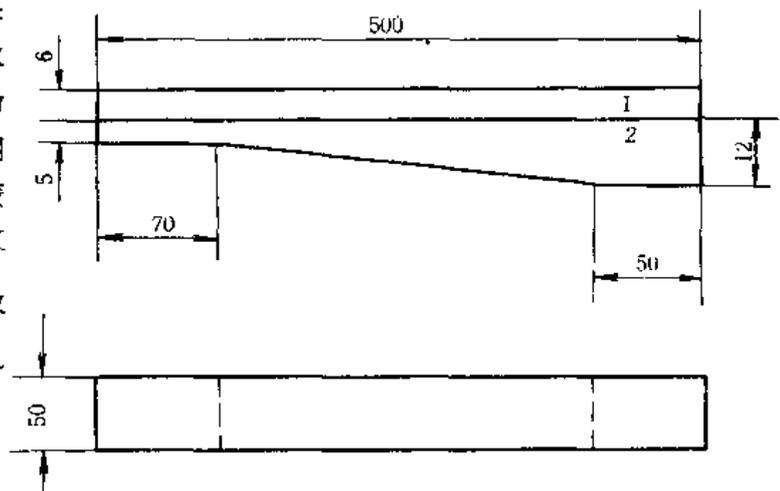


图 11-35

3. 钢板弹簧刚度计算

假设等厚断面主簧刚度为 P'_1 , 变断面钢板弹簧刚度为 P'_2 ,

则复合弹簧刚度为 $P' = P'_1 + P'_2$ 。在设计少片弹簧中, 考虑到弹簧卷耳强度和弹簧厚度变化等因素, 因而将主片采用等厚断面叶片, 其他叶片采用变厚断面。这样, 在少片弹簧和多片弹簧可以用互换的车辆上。采用这种方案后, 可以使多片弹簧主片和少片弹簧通用, 便于弹簧的生产和制造。同时, 采用这种组合式弹簧有利于系列化设计, 可以用最少规格的叶片组合成不同类型的弹簧, 以满足不同车型的需要。

由公式(11-73)求 P'_2 , 公式(11-50)考虑修正系数 ξ 求 P'_1 , 然后再求复合刚度 $P' = P'_1 + P'_2$ 。各式如下, 参阅图 11-36。

$$P'_2 = \frac{6EI_2 \xi}{L^3 [1 + (\frac{L_2}{L})^3 k]}$$

钢板厚度属线性变化

$$P'_1 = \frac{6EI_1}{L^3} \xi$$

$$P' = P'_1 + P'_2$$

$$\alpha = \frac{l_1}{l_2} = \frac{70}{450} = 0.156$$

$$\beta = \frac{h_1}{h_2} = 5/12 = 0.417$$

$$\gamma = \frac{\alpha}{\beta} = \frac{l_1 h_2}{l_2 h_1} = \frac{70 \times 12}{5 \times 450}$$

$$= 0.373$$

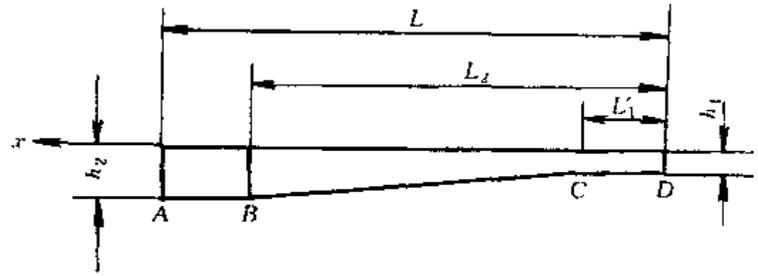


图 11-36

$$k = k' = \gamma^3 - 1.5 \frac{(1-\alpha)^3}{(1-\beta)^3} \left[2 \ln \beta + 4 \frac{(1-\beta)(1-\gamma)}{(1-\alpha)} - \frac{(1-\gamma)^2(1-\beta^2)}{(1-\alpha)^2} \right] - 1$$

$$= 0.373^3 - 1.5 \left(\frac{0.844}{0.583} \right)^3 \left[2 \ln 0.417 + 4 \frac{0.583 \times 0.62}{0.844} - \frac{0.6272^2 \times 0.826}{0.844^2} \right] - 1$$

$$= 1.204$$

∴ 变形系数 $k = k' = 1.204$

弹性模量 $E = 2.1 \times 10^5 \text{ MPa}$

主簧惯性矩 $I_1 = \frac{1}{12} b h^3 = \frac{1}{12} \times 50 \times 6^3 = 900$

第二片簧 $I_2 = \frac{1}{12} b h^3 = \frac{1}{12} \times 50 \times 12^3 = 7200$

$$\therefore P' = P'_1 + P'_2 = \frac{6EI_1}{L^3} \xi + \frac{6EI_2}{L^3} \times \frac{1}{1 + \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^3 k} \xi$$

$$= \frac{6 \times 2.1 \times 10^5 \times 900}{500^3} \times 0.92 + \frac{6 \times 2.1 \times 10^5 \times 7200}{500^3} \times \frac{1}{1 + \left(\frac{450}{500}\right)^3 \times 1.024} \times 0.92$$

$$= 43.9 \text{ N/mm}$$

经验修正系数 $\xi = 0.92$

$$\therefore f = \frac{F}{P'} = \frac{3465}{4.39} = 78.9 \text{ mm}$$

与给定的静挠度 $f_c = 80 \text{ mm}$ 近似相等, 所以上述取值合理。

另外, 对于复合弹簧来说, 其载荷的分配是正比于弹簧刚度的, 因此, 如果求出变厚断面弹簧 2 和等厚断面弹簧 1 的刚度比, 也就可以求出各片弹簧的应力和应力分布。

作用在变厚断面弹簧和等厚断面弹簧上的载荷比为:

$$u = \frac{P'_1}{P'_2} = \frac{9.072}{38.6} = 0.235$$

4. 钢板弹簧单片应力的计算

主片图 11-37:

$$Q_1 = \frac{u}{1+u} \times \frac{F}{2}$$

$$= \frac{0.235}{1+0.235} \times \frac{3465}{2}$$

$$= 329.7 \text{ N}$$

$$W_1 = \frac{1}{6}bh^2 = \frac{1}{6} \times 50 \times 6^2 = 300\text{mm}^3$$

$$M_{\max} = Q_1 \times L = 329.7 \times 450 = 148365\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\therefore \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_1} = \frac{148365}{300} = 494.6\text{MPa}$$

第二片图 11-38:

$$Q_2 = \frac{F}{2} - Q_1$$

$$= \frac{3465}{2} - 329.7$$

$$= 1402.8\text{N}$$

$$W = \frac{1}{6}bh^2 = \frac{1}{6} \times 50 \times 12^2 = 1200\text{mm}^3$$

$$M = Q_2 \times L = 1402.8 \times 450 = 631260\text{N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{631260}{1200} = 526\text{MPa}$$

梯形叶片的实际等厚部分的叶片长度为 $L_1 = 70\text{mm}$, 梯形叶片等厚部分的理论长度为 L'_1 。

$$L'_1 = L_2(2\beta - 1) = 450(2 \times 0.417 - 1) = 74.7\text{mm}$$

当 $L_1 > L'_1$ 时, 弹簧最大应力出现在 $x < L_2$ 的区段内; 当 $L_1 \leq L'_1$ 时最大应力出现在 B 点。

$$\because L'_1 > L_1, \text{ 又 } \beta = \frac{h_1}{h_2} = \frac{5}{12} < 0.5$$

\therefore 弹簧最大应力点出现在 $x < L_2$ 的范围内(图 11-39)。

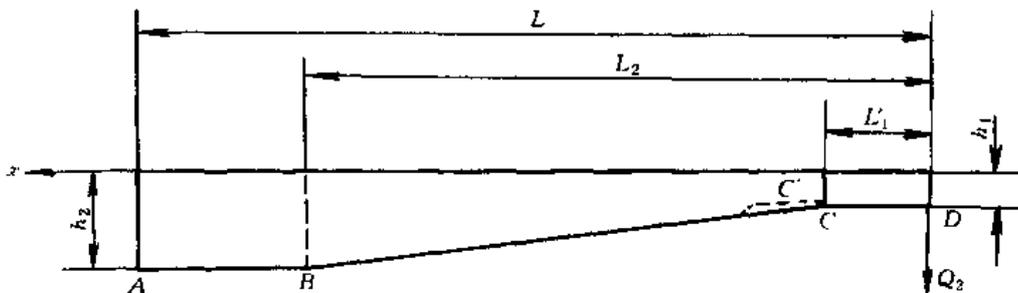


图 11-39

弹簧在 $L_1 \leq x \leq L_2$ 区段内任一截面的应力为

$$\sigma_x = \frac{6Q_2x}{bh_x^3n}$$

由 $\frac{d\sigma_x}{dx} = 0$, 得最大应力点位置

$$x = \frac{h_1L_2 - h_2L_1}{h_2 - h_1} = \frac{5 \times 450 - 12 \times 70}{12 - 5} = 201.4\text{mm}$$

n ——片数, 本题 $n=1$ 。

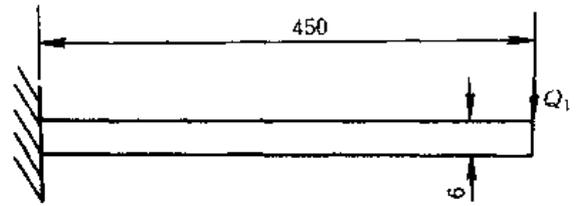


图 11-37



图 11-38

弹簧最大应力

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= 1.5 \frac{Q_2}{x b n} \left(\frac{L_2 - L_1}{h_2 - h_1} \right)^2 \\ &= 1.5 \times \frac{1402.8}{201.4 \times 50 \times 1} \left(\frac{450 - 70}{12 - 5} \right)^2 \\ &= 615.8 \text{ MPa}\end{aligned}$$

弹簧钢板材料选用 60SiZMn, 表面经喷丸处理许用应力由表 11-6 得 $[\sigma] = 500 \text{ MPa} \sim 600 \text{ MPa}$, 但本题的静挠度较大 ($f_s = 80 \text{ mm}$), 所以根据有关资料推荐 $[\sigma]$ 可选大些, 一般取 $[\sigma] = 900 \text{ MPa} \sim 1000 \text{ MPa}$ 。

$$\therefore \sigma_{\max} < [\sigma]$$

5. 钢板弹簧叶片在自由状态下曲率半径及钢板弹簧总成弧高的计算

(1) 钢板弹簧叶片在自由状态下曲率半径计算:

两片板簧的预应力(预弯矩)分配如图 11-40, 取第一片预应力为 -100 MPa , 因为有式(11-69)关系:

$$\begin{aligned}\text{即 } \sum_{i=1}^2 M_i &= \sum_{i=1}^n \sigma_{oi} W_i = 0 \\ \therefore M_1 &= \sigma_{o1} \cdot W_1 = 100 \times 300 \\ &= 3 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}\end{aligned}$$

钢板弹簧自由状态下总成弧高

$$H_0 = f_c + f_s + \gamma$$

式中 γ ——残余变形, 本题取 $\gamma = 6 \text{ mm}$

$$\therefore H_0 = 78.9 + 14 + 6 = 98.9 \text{ mm} \approx 100 \text{ mm}$$

$$\therefore R_0 = \frac{L^2}{8H_0} \quad \left(\text{当 } \frac{L}{R_0} < 1.2 \text{ 时} \right)$$

$$= \frac{1000^2}{8 \times 100} = 1250 \text{ mm}$$

第一片自由状态下曲率半径:

$$\begin{aligned}\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_0} &= \frac{2M_1}{EW_1 h_1} = \frac{2\sigma_{o1}}{Eh_1} \\ \therefore \frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_0} &= \frac{2 \times (-100)}{2.1 \times 10^5 \times 6} = -1.587 \times 10^{-4} \\ \therefore R_1 &= \frac{1}{\frac{1}{R_0} + (-1.587 \times 10^{-4})} = 1559 \text{ mm}\end{aligned}$$

第二片变断面弹簧自由状态下曲率半径:

$$M_{o2} = \frac{EI_2 A_2}{L_2} \left[\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_0} \right]$$

$$\text{得 } \frac{1}{R_2} = \frac{M_{o2} L_2}{EI_2 A_2} + \frac{1}{R_0}$$

$$I_2 = 7200 \text{ mm}^4$$

$$\beta_2 = 1 - h'_1/h_2 = 1 - \frac{5}{12} = 0.583$$

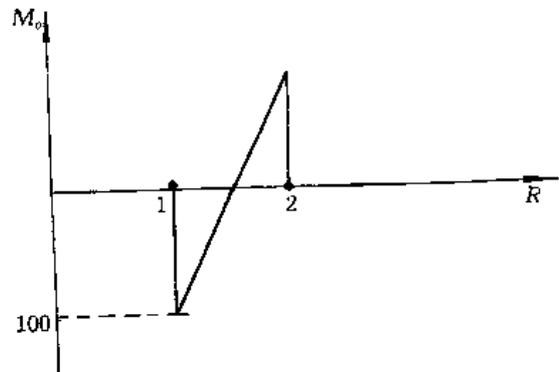


图 11-40

$$\begin{aligned}
 A_2 &= S_2 + (L - S_2) \left[1 - \frac{3}{2} \beta_2 + \beta_2^2 - \frac{\beta_2^3}{4} \right] \\
 &= 100 + (1000 - 100) \left[1 - \frac{3}{2} \times 0.583 + 0.583^2 - \frac{0.583^3}{4} \right] \\
 &= 511.5
 \end{aligned}$$

A_2 ——直线型变断面板簧各片结构式

$$\therefore \frac{1}{R_2} = \frac{3 \times 10^5 \times 1000}{2.1 \times 10^7 \times 7200 \times 511.5} + \frac{1}{1250} = 8.39 \times 10^{-4}$$

$$\therefore R_2 = 1192.5 \text{ mm}$$

(2) 钢板弹簧总成弧高的计算:

钢板弹簧总成在稳定平衡状态必然是各片势能总和为最小的状态:

$$\begin{aligned}
 u_1 &= \frac{EI_1}{2} \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right)^2 \\
 u_2 &= \frac{EI_2}{2} \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_0} \right)^2 \\
 \therefore u &= u_1 + u_2 = \frac{E}{2} \left[I_1 \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right)^2 + I_2 \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_0} \right)^2 \right] \\
 \frac{du}{d\left(\frac{1}{R_0}\right)} &= \frac{E}{2} \left[I_1 \cdot 2 \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right) - I_2 \cdot 2 \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_0} \right) \right] \\
 &= E \left[I_1 \left(\frac{1}{R_0} - \frac{1}{R_1} \right) - I_2 \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_0} \right) \right] \\
 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\text{即 } (I_1 + I_2) \frac{1}{R_0} - \frac{I_1}{R_1} - \frac{I_2}{R_2} = 0$$

$$\begin{aligned}
 \text{因此得 } \frac{1}{R_0} &= \left(\frac{I_1}{R_1} + \frac{I_2}{R_2} \right) / (I_1 + I_2) \\
 &= \left(\frac{1800}{1559} + \frac{7200}{1192.2} \right) / (1800 + 72) \\
 &= 8.0 \times 10^{-4}
 \end{aligned}$$

因此 $R_0 = 1251 \text{ mm}$

与原假设 $R_0 = 1250 \text{ mm}$ 一致, \therefore 合适

$$\therefore \text{总成弧高 } H_0 = \frac{L^2}{8R_0} = \frac{1000^2}{8 \times 1251} = 100 \text{ mm}$$

	曲率半径	总成弧高
第一片主弹簧	1560mm	80.13mm
第二片变截面簧	1192mm	104.87mm

6. 钢板弹簧强度验算 (图 11-41)

(1) 钢板弹簧极限工况验算

1) 驱动力达最大值时, 主片前半段最大应力

$$\sigma_{2\max} = \frac{m_2 G \omega_2 (I_2 + \varphi x) l_1}{(l_1 + l_2) W_0} + \frac{\varphi m_2 G \omega_2}{bh}$$

驱动时后轴重量重新分配系数 $m_2 = 1.25$;

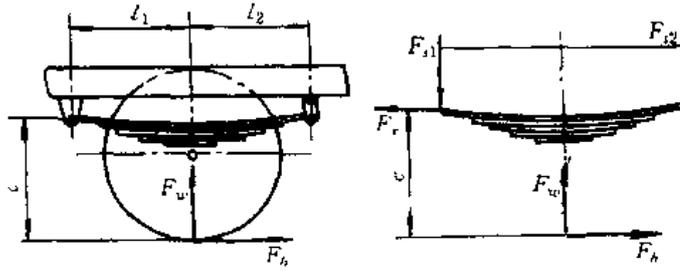


图 11-41 汽车制动时作用在钢板弹簧上的力

作用在后轮上的载荷 $Gw_2 = 3465\text{N}$;

道路附着系数 $\varphi = 0.8$;

钢板弹簧总断面系数 $W_o = \frac{1}{6}bh^2$

$$W_o = \frac{1}{6} \times 50 \times (12+6)^2 = 2700$$

$$c = 220\text{mm}, l_1 = l_2 = 500\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \therefore \sigma_{2\text{max}} &= \frac{1.25 \times 3465(500+0.8 \times 220) \times 500}{(500+500) \times 2700} + \frac{0.8 \times 1.25 \times 3465}{50 \times 6} \\ &= 553.7\text{MPa} < [\sigma] \end{aligned}$$

2) 汽车通过不平路面, 垂直力达到最大值 KG , 时弹簧中部的应力为:

$$\sigma = \frac{KG l_1 l_2}{(l_1 + l_2) W_o}$$

$$\text{动载荷系数 } K = \frac{f_c + f_d}{f_c} = \frac{80+50}{50} = 1.625$$

$$\therefore \sigma = \frac{1.625 \times 3465 \times 500 \times 500}{(500+500) \times 2700} = 521.4\text{MPa} < [\sigma]$$

(2) 钢板弹簧卷耳和弹簧销的计算(图 11-42):

1) 卷耳应力验算

$$\begin{aligned} F_x = F_b = mGw\varphi &= 1.25 \times 3465 \times 0.8 \\ &= 3465\text{N} \end{aligned}$$

$$D = 36\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \therefore \sigma &= \frac{3F_x(D+h)}{b \cdot h^2} + \frac{F_x}{bh} \\ &= \frac{3 \times 3465(36+6)}{50 \times 6^2} + \frac{3465}{50 \times 6} \\ &= 254.1\text{MPa} < [\sigma] \end{aligned}$$

2) 钢板弹簧销验算:

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F_x}{bd} = \frac{3465}{2 \times 50 \times 20} \\ &= 1.73\text{MPa} < [\sigma] \end{aligned}$$

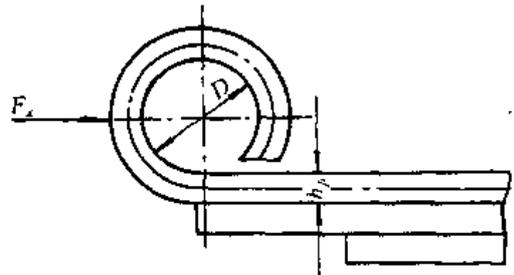


图 11-42 钢板弹簧主片卷耳受力图

习 题

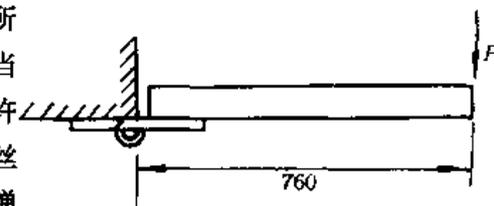
1. 试设计一在静载荷, 常温下工作的阀门圆柱螺旋压缩弹簧。已知: 最大工作载荷 $P_{\max} = 220\text{N}$, 最小工作载荷 $F_{\min} = 150\text{N}$, 弹簧外径不大于 16mm , 工作介质为空气, 两端固定支承。

2. 设计一圆柱螺旋扭转弹簧。已知该弹簧用于受力平稳的一般机构中, 安装时的预加扭矩 $T_1 = 2\text{N} \cdot \text{m}$; 工作扭矩 $T_2 = 6\text{N} \cdot \text{m}$, 工作时的扭转角 $\varphi = \varphi_{\max} - \varphi_{\min} = 40^\circ$ 。

3. 某牙嵌式离合器用的圆柱螺旋压缩弹簧的参数如下: $D = 36\text{mm}$, $d = 3\text{mm}$, $n = 5$, 弹簧材料为Ⅰ组碳素弹簧钢丝, 最大工作载荷 $P_{\max} = 100\text{N}$, 载荷性质为Ⅰ类, 试校核此弹簧的强度, 并计算其最大变形量 λ_{\max} 。

4. 设计一具有预应力的圆柱螺旋拉伸弹簧。已知: 弹簧中径 $D_2 = 10\text{mm}$, 外径 $D < 15\text{mm}$ 。要求: 当弹簧变形量为 6mm 时, 拉力为 160N ; 变形量为 15mm 时, 拉力为 320N 。

5. 圆柱螺旋扭转弹簧在 760mm 宽的门上, 如图所示, 当关门后, 把手上加 4.5N 的推力 P 能把门打开。当门转到 180° 时, 把手上的推开力为 13.5N 。若材料的许用弯曲应力 $[\sigma]_b = 1100\text{MPa}$; 求: (1) 该弹簧的弹簧钢丝直径 d 和中径 D_2 ; (2) 所需要的初始变形角 φ_{\min} ; (3) 弹簧的工作圈数 n 。



题 5 图 门用弹簧设计

机械零件现代的设计方法

机械零件现代设计方法目前主要有可靠性设计、优化设计、有限元法、断裂力学和计算机辅助设计等方法。现简要介绍可靠性设计和计算机辅助设计,较详细内容可参阅有关专著。

§ 12—1 机械可靠性概念、可靠性特征量和可靠性设计程序

一、可靠性的概念

可靠性有广义和狭义两种概念。广义可靠性是指产品在整个寿命周期内完成规定功能的能力。它包括狭义可靠性和维修性;狭义可靠性是指产品在某一规定时间内发生失效的难易程度,维修性是指产品失效后在某一规定时间内修复的难易程度。对不可修复(包括不值得修复)产品只要求在使用过程中不易失效,即要求耐久性;对可修复产品不仅要求在使用过程中不易发生故障,即无故障性,而且要求发生故障后容易维修,即维修性。

可靠性的经典定义是:“产品在规定条件下和规定时间内,完成规定功能的能力。”

理解这个定义应注意下列几个要点:

1. “产品”指作为单独研究和分别试验对象的任何元件、器件、设备或系统,可以是零件、部件,也可以是由它们装配而成的机器,或由许多机器组成的机组和成套设备,甚至还把人的作用也包括在内。在具体使用“产品”这一词时,其确切含义应加以说明。例如汽车板簧,汽车发动机、汽车等。

2. “规定条件”一般指的是使用条件、环境条件。包括应力水平、温度、湿度、尘砂、腐蚀等,也包括操作技术,维修方法等条件。

3. “规定时间”是可靠性区别于产品其他质量属性的重要特征,一般也可认为可靠性是产品功能在时间上的稳定程度。因此以数学形式表示的可靠性各特征量都是时间的函数。这里的时间概念不限于一般的年、月、日、时、分、秒,也可以是和时间成比例的次数、距离。例如应力循环次数、轴承转数、汽车行驶里程等。

4. “规定功能”首先要明确是具体产品的功能是什么,怎样才算是完成规定功能。产品丧失规定功能称为失效,对可修复产品通常也称为故障。怎样才算是失效或故障,有时很容易判定,但更多情况则很难判定。当产品指的是某个螺栓时,显然螺栓断裂就是失效;当产品指的是某个设备时,某个零件损坏而该设备仍能完成规定功能就不能算失效,有时虽有某些零件损坏或松脱,但在规定的短时间内可容易地修复也可不算是失效或故障。若产品指的是某个具有性能指标要求的机器,当性能下降到规定的指标后,虽然仍能继续运转,但已应算是失效或故障。究竟

怎样算是失效或故障,有时要涉及厂商与用户不同看法的协商,有时要涉及当时的技术水平和经济政策而作出合理的规定。

5. “能力”只定性的理解是比较抽象的,为了衡量概念,后面将加以定量描述。产品的失效或故障均具有偶然性,一个产品在某段时间内的工作情况并不能很好地反映该产品可靠性的高低,而应该观察大量该产品的工作情况并进行合理的处理后才能正确地反映该产品的可靠性,因此对能力的定量需用概率和数理统计的方法。

按产品可靠性的形成,可靠性可分为固有可靠性和使用可靠性。固有可靠性是通过设计、制造赋予产品可靠性;使用可靠性既受设计、制造的影响,又受使用条件的影响,一般使用可靠性总低于固有可靠性。

二、可靠性特征量

度量可靠性的各种量统称为可靠性特征量。常用的可靠性特征量有可靠度、累积失效概率、平均寿命、可靠寿命、失效率等。对可修复的产品还有维修性特征量和有效性特征量。

1. 可靠度

可靠度是产品在规定条件下和规定时间内,完成规定功能的概率,一般记为 R 。它是时间的函数,故也记为 $R(t)$,称为可靠度函数。

如果用随机变量 T 表示产品从开始工作到发生失效或故障的时间,其概率密度为 $f(t)$,如图 12-1 所示,若用 t 表示某一指定时刻,则该产品在该时刻的可靠度

$$R(t) = P(T > t) = \int_t^{\infty} f(t) dt \quad (12-1)$$

对于不可修复的产品,可靠度的观测值是指直到规定的时间区间终了为止,能完成规定功能的产品数与在该区间开始时投入工作产品数之比,即

$$\hat{R}(t) = \frac{N_r(t)}{N} = 1 - \frac{N_f(t)}{N} \quad (12-2)$$

式中 N —— 开始投入工作产品数;

$N(t)$ —— 到 t 时刻完成规定功能产品数,即残存数;

$N_f(t)$ —— 到 t 时刻未完成规定功能产品数,即失效数。

例如,对某产品 100 件的观测值结果如表 12-1 所示。

表 12-1 对某产品 100 件观测结果

寿命 t (h)	0~500	>500~1000	>1000~1500	>1500~2000	>2000
失效数 $N_f(t)$	4	14	43	31	8
残存数 $N_r(t)$	96	82	39	8	0

若需求 $t=500$ h 的可靠度观测值,则按式(12-2)计算

$$\hat{R}(500) = \frac{96}{100} = 0.96$$

如果同样是表 12-1 的数据,需求 $t=800$ h 的可靠度观测值,可按表 12-1 的数据画一直方

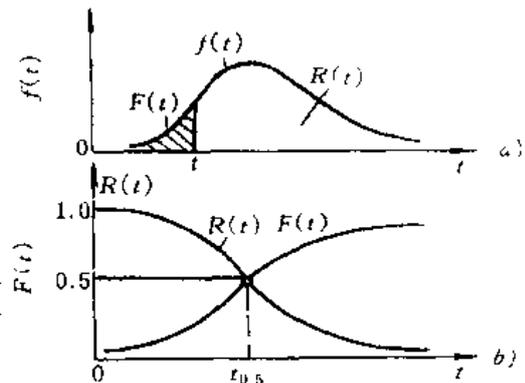


图 12-1 概率密度与可靠度、不可靠度

图如图 12-2 所示,直方条的面积与失效数成正比,图中影线部分表示 $t=800\text{h}$ 时失效数,无影线部分表示残存数,按面积比例可大致估得

$$\hat{R}(800)=0.876$$

可靠度 $R(t)$ 的时间 t 是由 0 算起的,实际使用中常需知道工作过程中某一段执行任务时间的可靠度,即需要知道已经工作 t_1 后再继续工作 t_2 的可靠度。

从时刻 t_1 工作到时刻 t_1+t_2 的条件可靠度称为任务可靠度,记为 $R(t_1+t_2/t_1)$ 。由条件概率的关系式可得

$$\begin{aligned} R(t_1+t_2/t_1) &= P(T > t_1+t_2 / T > t_1) \\ &= \frac{R(t_1+t_2)}{R(t_1)} \end{aligned} \quad (12-3)$$

如已知寿命概率密度 $f(t)$, 则

$$R(t_1+t_2/t_1) = \frac{\int_{t_1+t_2}^{\infty} f(t) dt}{\int_{t_1}^{\infty} f(t) dt} \quad (12-4)$$

根据样本观测值,任务可靠度观测值

$$\hat{R}(t_1+t_2/t_1) = \frac{N_s(t_1+t_2)}{N_s(t_1)} \quad (12-5)$$

例如表 12-1 数据,工作 500h 后再工作 500h 的任务可靠度,按式(12-5)为

$$\begin{aligned} \hat{R}(500+500/500) &= \frac{N_s(1000)}{N_s(500)} \\ &= \frac{82}{96} = 0.854 \end{aligned}$$

2. 累积失效概率

累积失效概率是产品在规定条件下和规定时间内未完成规定功能(即发生失效)的概率,也称为不可靠度,一般记为 F 或 $F(t)$ 。

因为完成规定功能与未完成规定功能是对立事件,按概率互补定理可得

$$F(t) = 1 - R(t) \quad (12-6)$$

由图 12-1 可知, $F(t)$ 为图 a 的影线部分,正是累积分布函数

$$F(t) = P(T \leq t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt \quad (12-7)$$

对于不可修复产品和可修复产品累积失效概率的观测值都可按概率互补定理,取

$$\hat{F}(t) = 1 - \hat{R}(t) \quad (12-8)$$

3. 平均寿命

平均寿命是寿命的平均值,对不可修复产品常用失效前平均时间表示,一般记为 $MTTF$;对可修复产品则常用平均无故障工作时间表示,一般记为 $MTBF$ 。它们都表示无故障工作时间 T 的期望 $E(T)$,或简记为 \bar{t} 。

如已知 T 的概率密度函数为 $f(t)$, 则

$$\bar{t} = E(T) = \int_0^{\infty} t f(t) dt \quad (12-9)$$

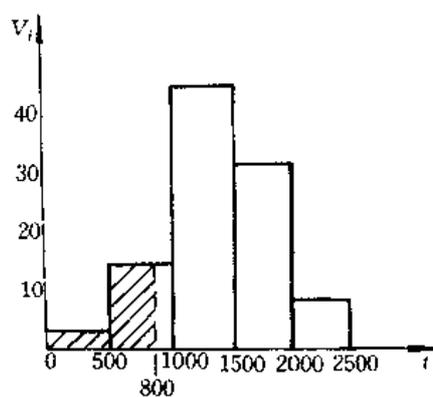


图 12-2 某产品寿命分布直方图

经分部积分后也可求得

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} R(t) dt \quad (12-10)$$

对于不可修复产品平均寿命的观测值,当所有试验样品都观察到寿命终了的实际值时(图 12-3a),是指它们的算术平均值,当是截尾试验时(图 12-3b),是指试验样品的累积试验时间与失效数之比。

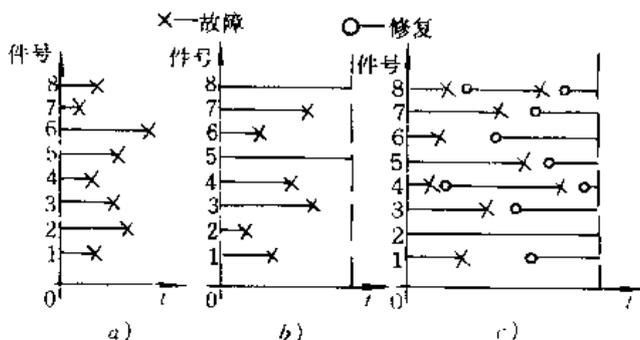


图 12-3 平均寿命观测记录

对于可修复产品平均无故障工作时间(图 12-3c)是指一个或多个产品在其使用寿命期内的某个观察期间累积工作时间与故障次数之比。

如图 12-3 所示,各段粗线均表示无故障工作时间,每个“X”都表示一次失效或故障,每个“O”则表示一次修复,则这几种情况平均寿命或平均无故障工作时间的观测值均可用下式来求,即

$$\bar{t} = \frac{1}{r} \sum t \quad (12-11)$$

式中 $\sum t$ ——总工作时间;

r ——失效或故障次数。

4. 可靠寿命和中位寿命

可靠寿命是给定的可靠度所对应的时间,一般记为 $t(R)$ 。

如图 12-4 所示,一般可靠度随着工作时间 t 的增大而下降,对给定的不同 R ,则有不同 $t(R)$,即

$$t(R) = R^{-1}(R) \quad (12-12)$$

式中 R^{-1} —— R 的反函数,即由 $R(t) = R$ 反求 t 。

可靠寿命的观测值是能完成规定功能的产品的比例恰好等于给定可靠度时所对应的时间。

例如对 100 个产品进行寿命试验,指定可靠度 $R = 0.9$,若当第 10 个产品失效时的时间为 250h,则 $t(0.9) = 250h$

当指定 $R = 0.5$,即 $R(t) = F(t) = 0.5$ 时的寿命称为中位寿命,记为 \bar{t} 或 $t_{0.5}, t(0.5)$ 。

5. 失效率和失效率曲线

1) 失效率

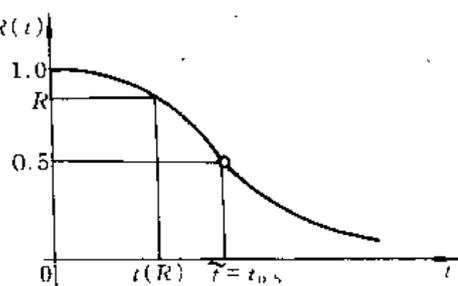


图 12-4 可靠寿命和中位寿命

失效率是工作到某时刻尚未失效的产品,在该时刻后单位时间内发生失效的概率。一般记为 λ ,它也是时间 t 的函数,故也记为 $\lambda(t)$,称为失效率函数,有时也称为故障率函数或风险函数。

按上述定义,失效率是在时刻 t 尚未失效的产品在 $t+\Delta t$ 的单位时间内发生失效的条件概率,即

$$\lambda(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{1}{\Delta t} P(t < T \leq t + \Delta t | T > t) \quad (12-13)$$

它反映 t 时刻失效的速率,也称为瞬时失效率。

失效率的观测值是在某时刻后单位时间内失效的产品数与工作到该时刻尚未失效的产品数之比,即

$$\lambda(t) = \frac{\Delta N_f(t)}{N_s(t) \Delta t} \quad (12-14)$$

例如,100个产品工作到80h时尚有50个仍未失效,在80~81h内又失效2个,则 $\Delta N_f(t) = 2, N_s(t) = 50, \Delta t = 1$,故

$$\hat{\lambda}(80) = \frac{2}{50 \times 1} = 0.04$$

平均失效率是指在某一规定时期内失效率平均值,如图12-5所示,在 (t_1, t_2) 内失效率的平均值。

$$\bar{\lambda}(t) = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \lambda(t) dt \quad (12-15)$$

平均失效率的观测值,对于不可修复的产品是指在一个规定的时期内失效与累积工作时间之比。对于可修复的产品是指它的使用寿命期内的某个观测期间一个或多个产品的故障发生次数与累积工作时间之比。即

$$\hat{\lambda}(t) = \frac{r}{\Sigma t} \quad (12-16)$$

式中 r ——在规定时间内的失效数;

Σt ——在规定时间内的累积工作时间。

例如图12-6中,在规定时间 (t_1, t_2) 内失效数 r 即为在该区间内的“×”数,在图a中 $r=2$,在图b中 $r=4, \Sigma t$ 即为在 (t_1, t_2) 内粗黑线长度之和,在图b中, $\Sigma t = T(t_1 - t_2)$ 。

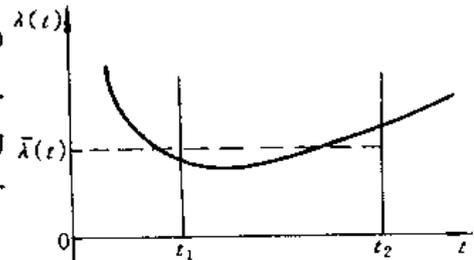


图 12-5 平均失效率

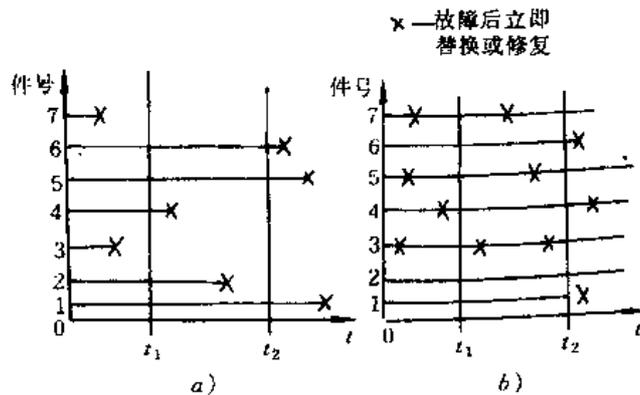


图 12-6 (t_1, t_2) 内失效 r 和 Σt

失效率的单位用单位时间的百分数表示,例如 $\%/10^3\text{h}$,可记为 $10^{-6}/\text{h}$,对高可靠性则用 $10^{-9}/\text{h}$ 为单位,称为菲特。由式(12-16)的量纲中可以看出,常将失效率的单位取为单位时间的失效数 $1/\text{h}$, $1/\text{次}$ 等。

2) 失效率曲线

失效率曲线的典型形态如图 12-7 所示。此形状似浴盆,故称浴盆曲线(bathtub cuuce),它可分为三个特征区:

(1) 早期失效期

早期失效期出现在产品开始工作的较早时期,一般为试车跑合阶段,其特点是起先失效率较高,但随使用时间的增加而迅速下降。早期失效主要是由于设计缺点,材料不良,制造工艺缺陷,检验差错等因素引起新产品在研制阶段出现的失效多数为早期失效。当采取纠正措施,排除缺陷,或由于跑合磨损,使零件取得合理形状,载荷集中得到减缓,建立了正常间隙等等,可使失效率下降,这个时期的长短随产品的规模和设计而异。



图 12-7 典型失效率曲线

因此,为了提高可靠性,产品在正式使用前应进行试车和跑合,查找失效原因,并采取各种措施发现隐患和纠正缺陷,使失效率下降且逐渐趋于稳定。新产品的工业性试验主要是消除这种类型的故障,早期失效期相当于图 12-7 中 a。

(2) 偶然失效期

偶然失效期出现在早期失效之后,其特点是呈现随机失效,失效率低且稳定,近似常数,与时间的变化关系不大。这个时期的失效是偶然因素引起的,可以看作是在某一时刻零,部件中所积累的应力超过了本身所能承受的强度。产品的偶然失效期是产品可靠工作时期,是相当于设备最佳状态时期,这个时期愈可靠,以偶然失效为中心,把规定失效率(故障率)以下的区间称为产品的有效寿命 t (见图 12-7)。台架寿命试验、可靠性试验,一般都是针对偶然失效期而言的,即消除了早期故障之后才进行这种试验。研究这一时期的失效因素,对提高产品的可靠性具有重要意义。偶然失效相当于图 12-7 中 b。

(3) 耗损失效期

耗损失效期出现在产品使用的后期。其特点是失效率随工作时间的增加而上升。耗损失效主要是由于构成设备的某些零件已经老化、疲劳、过度磨损等因素,引起失效率上升。改善耗损失效的方法是不断提高零部件的工作寿命,对寿命短的零部件,在整机设计时就要制订一套预防性检修和更新措施,在它们到达耗损失效期前就及时予以检修或更换,这样,就可以把上升的失效率拉下来,用这种办法可以延长可维修的设备和系统的有效寿命,也就是说,采取某些措施可延长产品的实际寿命,若为此花费很大费用,故障仍然很多时,不如把它报废更为合算。

为了提高产品的可靠性,掌握产品的失效规律是非常重要的。只有对产品的失效规律有全面了解,才能采取有效的措施,提高产品的可靠性。

不同失效类型的 $\lambda(t)$, $f(t)$ 和 $R(t)$ 的函数图形如图 12-8 所示。几种常用寿命分布的可靠度函数 $R(t)$,失效率函数 $\lambda(t)$ 可在有关专著中查阅。

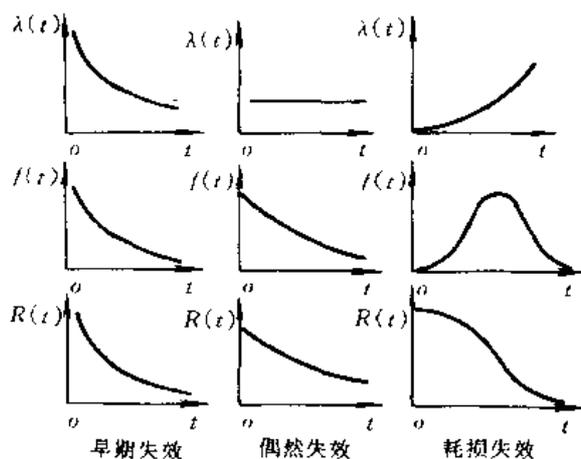


图 12-8 失效率、概念密度和可靠度

6. 可靠性特征量间的关系

可靠性特征量中 $R(t)$, $F(t)$, $f(t)$ 和 $\lambda(t)$ 是四个基本函数, 只要知道其中一个, 则所有特征量均可求得, 基本函数间的关系见表 12-2。

表 12-2 可靠性特征量中四个基本函数关系

	$R(t)$	$F(t)$	$f(t)$	$\lambda(t)$
$R(t)$	—	$1 - F(t)$	$\int_t^{\infty} f(t) dt$	$e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$
$F(t)$	$1 - R(t)$	—	$\int_0^t f(t) dt$	$1 - e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$
$f(t)$	$\frac{dR(t)}{dt}$	$\frac{dF(t)}{dt}$	—	$\lambda(t) e^{-\int_0^t \lambda(t) dt}$
$\lambda(t)$	$-\frac{d}{dt} \ln R(t)$	$\frac{dF(t)}{dt} \times \frac{1}{1 - F(t)}$	$\frac{f(t)}{\int_t^{\infty} f(t) dt}$	—

例题 1 若失效率为常数 λ , 求可靠度, 累积失效概率, 寿命概率密度, 平均寿命, 可靠寿命和中位寿命。

解: 本例相当于偶然失效期, 按表 12-2:

$$\text{可靠度 } R(t) = e^{-\int_0^t \lambda dt} = e^{-\lambda t}$$

$$\text{累积失效概率 } F(t) = 1 - R(t) = 1 - e^{-\lambda t}$$

$$\text{寿命概率密度 } f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = \lambda e^{-\lambda t}$$

按式(12-12), 由可靠度函数解 t , 可得

$$\text{可靠寿命 } t(R) = \frac{1}{\lambda} \ln \frac{1}{R} = t \ln \frac{1}{R}$$

$$\text{当取 } R = 0.5, \text{ 可得中位寿命 } \bar{t} = t(0.5) = t \ln \frac{1}{0.5} = 0.639 \bar{t}$$

当可靠度较高时,例如 $R \geq 0.90$,将可靠度 $R = e^{-\lambda t}$ 展开成级数,只取前两项,可得

$$R(t) \approx 1 - \lambda t = 1 - \frac{t}{\bar{t}}$$

$$t(R) \approx (1 - R)\bar{t}$$

本例是寿命为指数分布的情况时各可靠性特征量的关系。一般复杂系统,寿命多服从这简单的指数分布,有时虽然并非指数分布,为了简化,应用平均失效率的概念,也可近似应用这些简单的关系。

三、维修性特征量

1. 维修度

维修度是在规定条件下使用的产品,在规定时间内按照规定的程序和方法进行维修时保持或恢复到能完成规定功能状态的概率。它是维修时间的函数,记为 $M(\tau)$,称为维修度函数。

如果用随机变量 T 表示产品从开始维修到修复的时间,其概率密度为 $m(\tau)$,则

$$m(\tau) = P(T < \tau) = \int_0^{\tau} m(\tau) d\tau \quad (12-17)$$

2. 修复率

修复率是修理时间已经达到某个时刻尚未修复的产品,在该时刻后的单位时间内完成修理的概率,记为 $\mu(\tau)$

$$\mu(\tau) = \frac{m(\tau)}{1 - M(\tau)} \quad (12-18)$$

3. 平均修复时间

平均修复时间为修复时间的均值,记为 $\bar{\tau}$ 或 $MTTR$

$$\bar{\tau} = \int_0^{\infty} \tau m(\tau) d\tau \quad (12-19)$$

4. 维修性和可靠性特征量对应关系

可靠性是研究产品由正常状态到故障状态之间时间 t 分布及其平均时间 ($MTTR$, $MTBF$)。维修性是研究产品由故障状态恢复到正常状态之间时间 τ 的分布及其平均时间 ($MTTR$)的。掌握维修性和可靠性特征量的对应关系,则研究可靠性的统计分析方法就可同样用于研究维修性。

维修性和可靠性特征量是对应关系如图 12-9 所示。图中, $F(t)$ 与 $M(\tau)$ 相对应, $F(t)$ 越高表示失效概率越高, $M(\tau)$ 越高表示修复率越高。失效与修复,其效果是对立的。就广义可靠性而言, $F(t)$ 越低, $M(\tau)$ 越高,则可靠性越佳。平均修复时间,平均修复率等观测值与对应的平均寿命,平均失效等观测值算法均类似。

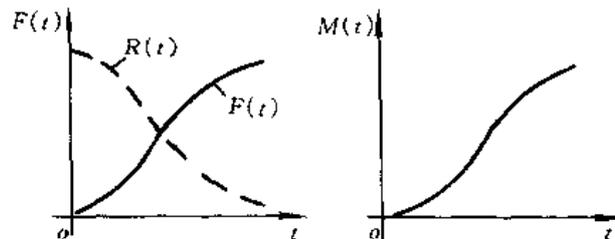


图 12-9 不可靠度与维修度函数

表 12-3 可靠度与维修性对应关系

项 目		可 靠 性	维 修 性
累积分布函数		$F(t) = 1 - R(t) = \int_0^t f(x) dx$	$M(\tau) = \int_0^\tau m(x) dx$
概率密度		$f(t) = \frac{dF(t)}{dt}$	$m(\tau) = \frac{dM(\tau)}{d\tau}$
失效率和修复率		$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1 - F(t)}$	$\mu(\tau) = \frac{m(\tau)}{1 - M(\tau)}$
指 数 分 布	累积分布	$F(t) = 1 - e^{-\lambda t}$	$M(\tau) = 1 - e^{-\mu \tau}$
	平均时间	$MTTF(MTBF) = \frac{1}{\lambda}$	$MTTR = \frac{1}{\mu}$

例题 2 由 5 台同样设备维修记录知,共维修 35 次,总计维修时间 168h,求平均修复时间和平均修复率观测值。若维修时间为指数分布,估计维修时间为 10h 的维修度和维修度为 0.95 的修复时间。

解:求平均修复时间的观测值与公式(12-11)类似

$$\hat{t} = \frac{1}{r} \sum \tau = \frac{168}{35} = 4.8 \text{h}$$

求平均修复率的观测值与公式(12-16)类似

$$\hat{\mu} = \frac{r}{\sum \tau} = \frac{35}{168} = 0.2083 \text{次/h}$$

若维修时间为指数分布,求维修时间为 10h 的维修度,按表 12-3 知

$$\hat{M}(\tau) = 1 - e^{-\hat{\mu}\tau} = 1 - e^{-0.2083 \times 10} = 0.875$$

若要求 $M(\tau) = 0.95$,则由

$$\hat{M}(\tau) = 1 - e^{-\hat{\mu}\tau} = 1 - e^{-0.2083\tau} = 0.95$$

可解得 $\hat{\tau}_{0.95} = 14.38 \text{h}$

通常将 $\tau_{0.95}$ 称为最大修复时间,其实若规定 $\tau_{0.95}$ 为修复时间,则超过该时间的维修次数仍有 5%。

四、有效性特征量

1. 有效度的意义

有效度用来衡量产品运转状态(可用率)的好坏。有效度是可修复产品在规定的使用、维修条件下,在规定时间内,维持其功能处于正常状态的概率,一般记为 A 。它是时间的函数,故也记为 $A(t)$ 或 $A(t, \tau)$ 。

若给定某产品工作时间 t 和与 t 相比很小的允许维修时间 τ ,则有效度 $A(t, \tau)$ 与可靠度 $R(t)$,维修度 $M(\tau)$ 的关系为

$$A(t, \tau) = R(t) + [1 - R(t)]M(\tau) \quad (12-20)$$

对不可修复产品, $M(\tau) = 0$,则 $A(t, \tau) = R(t)$ 。对可修复产品, $M(\tau) > 0$,则式(12-20)右第二项为发生故障因能维修而对有效性的增量。图 12-10 是有效度与可靠度、维修度的关系。

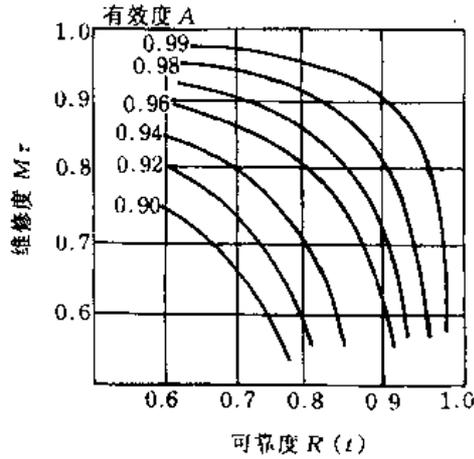


图 12-10 有效度与可靠度, 维修度关系

为满足所需的有效度, 即使可靠度不高, 如提高维修度也能达到要求, 然而如可靠度很低, 经常发生故障, 就会增加维修费用。为获得高的有效度, 往往提高维修度比提高可靠度容易实现且较经济。应在设计开始就注意提高维修度, 因为维修度不仅决定于维修人员的技术、维修设备、工具、备件及管理等因素, 而且决定于所设计的结构是否维修方便。

2. 有效度种类

有效度是时间的函数, 根据时间情况有:

1) 瞬时有有效度

产品在某个时刻 t 具有或维持其规定功能的概率, 记为 $A(t)$ 。

2) 平均有效度

产品在某个规定时间区间 (t_1, t_2) 内有效度的平均值, 记为 $\bar{A}(t)$ 。

$$\bar{A}(t) = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} A(t) dt \quad (12-21)$$

3) 极限有效度

当时间趋于无限时瞬时有有效度的极限值, 也称稳态有效度, 记为 $A(\infty)$, 简称为 A 。

4) 有效度的观测值

在某个观察时期内, 产品能工作时间对能工作时间与不能工作时间之和的比。

$$A = \frac{\text{能工作时间}}{\text{能工作时间} + \text{不能工作时间}} \quad (12-22)$$

关于时间的分类随不同的系统、设备而不同, 图 12-11 为一种典型的分类法。若能工作时间和不能工作时间取法不同, 将得出不同有效度的定义和数值。若能工作时间为平均无故障工作时间, 不能工作时间为平均修复时间, 则 A 即为使用有效度。

3. 单元的有效度

一个单元构成的设备或把整个设备视为一个单元, 则其有效度称为单元有效度。如单元能工作时间和不能工作时间都是指数分布, 故障率为 λ , 修复率为 μ , 则其瞬时有有效度为

$$A(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{\lambda + \mu} e^{-(\lambda + \mu)t} \quad (12-23)$$

(0, t) 区间平均有效度为

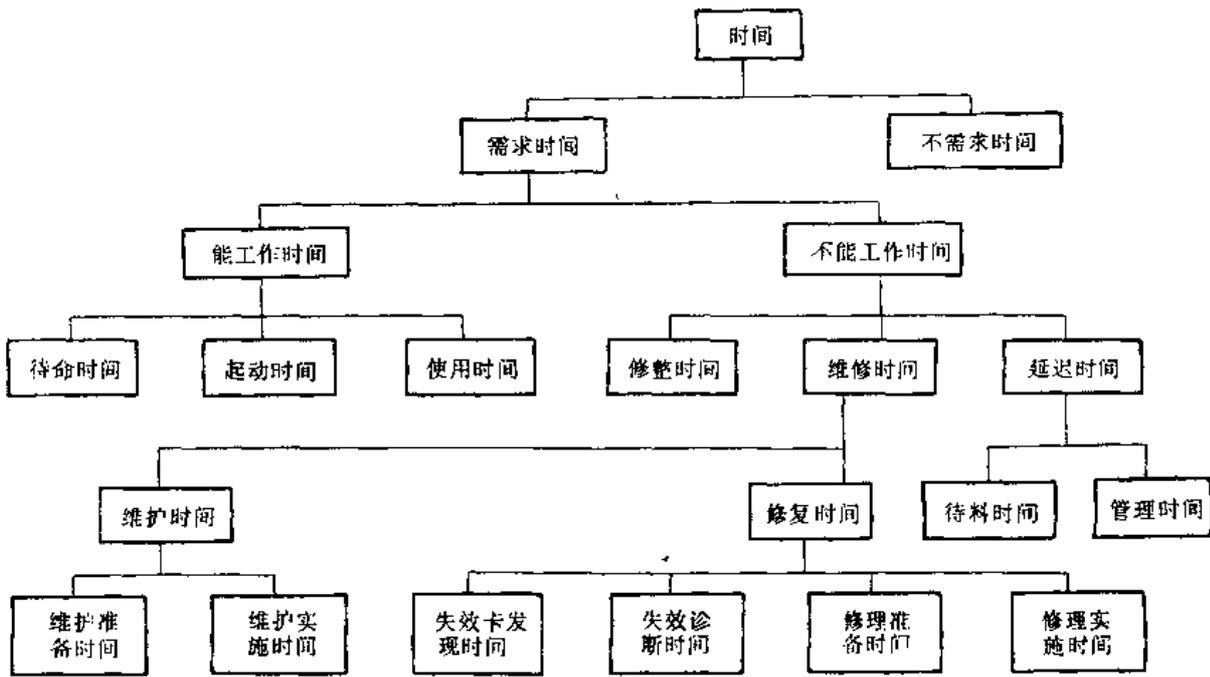


图 12-11 时间分类

$$\bar{A}(t) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} + \frac{\lambda}{(\lambda + \mu)^2 t} [1 - e^{-(\lambda + \mu)t}] \quad (12-24)$$

极限有效度为

$$A = A(\infty) = \frac{\mu}{\lambda + \mu} \quad (12-25)$$

图 12-12 给出三种有效度随时间变化情况。

五、可靠性设计程序和手段

可靠性设计是在传统设计方法的基础上，增加了可靠性的特殊内容。

可靠性设计一般程序和手段如图 12-13 所示，这个程序不仅要靠承担设计工作的人员，而且要靠从事质量管理、可靠性、生产工程、维修、服务、销售以及用户中技术人员的共同工作。在设计阶段不仅要使用传统设计所需的技术资料，而且必须参考质量管理、维修、使用、环境、市场等各种资料，收集处理这些情报并具体反映到设计中。

可靠性设计首先要明确产品的可靠性要求，确定可靠性的目标。一般除特殊用户的产品外，很少给有可靠性规格或目标值。通常是通过了解用户要求，竞争企业的动向，技术水平的现状和发展趋势等来确定。可靠性目标一般应包括功能、能源消耗、动力性能、可靠性指标以及安全性维修性等。表 12-4 为某发动机可靠性目标值项目举例。

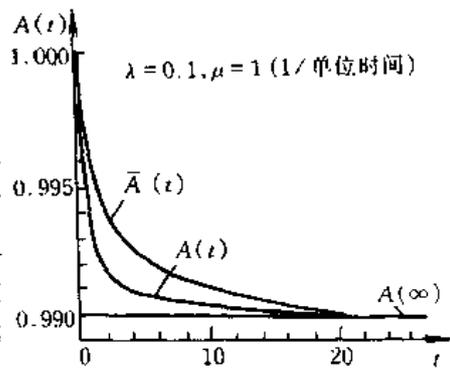


图 12-12 有效度随时间的变化

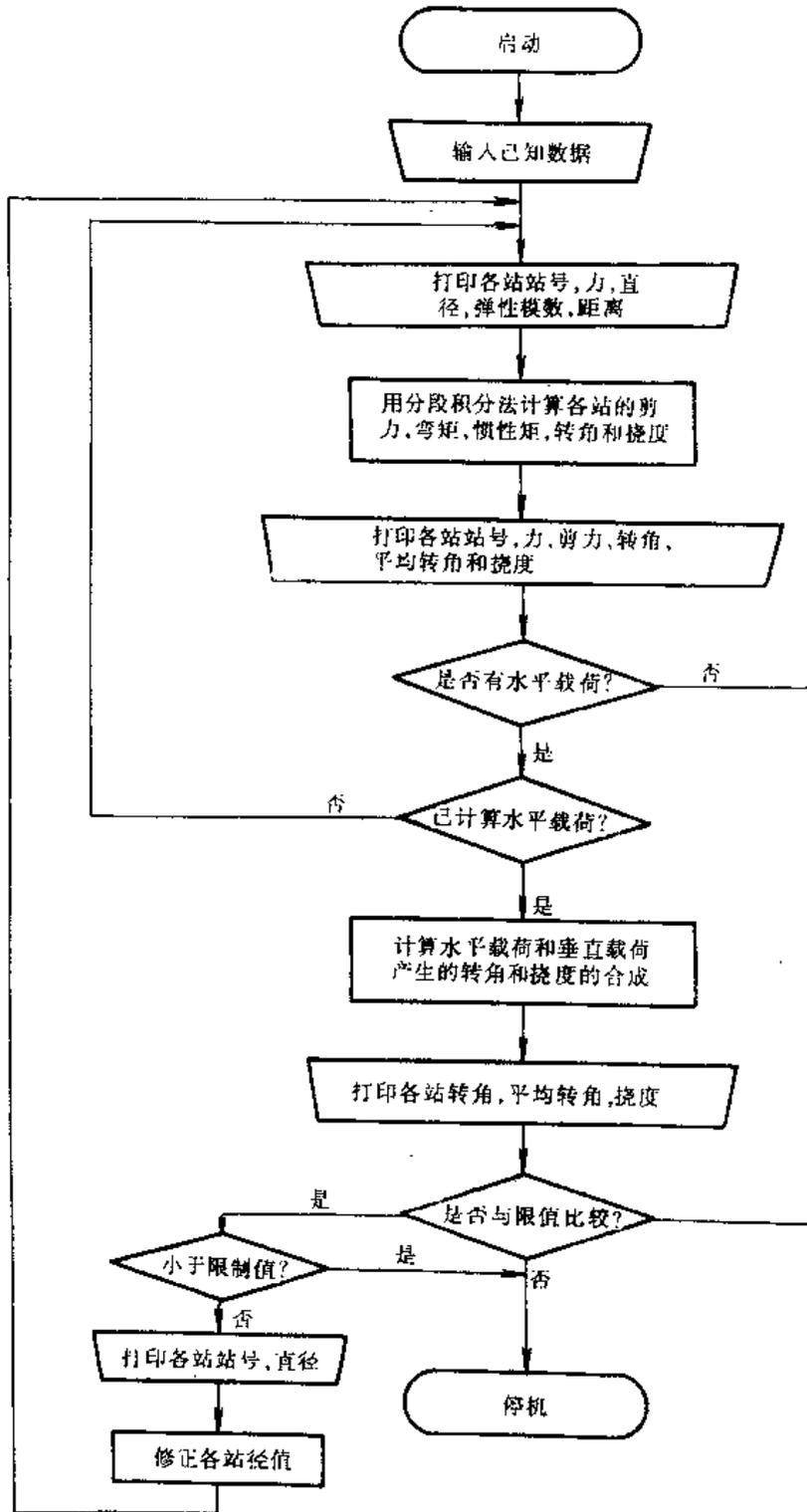


图 12-13 可靠性设计程序和手段

在确定产品可靠性目标值时,应该选择适合使用条件的可靠特征量作为可靠性指标。各类产品常用的可靠性指标如表 12-5。

试制新产品很少一次就成功。通常需经多次改进设计,逐步提高以达到可靠性目标值。由于有容积,重量,价格等方面的限制,提高可靠度往往并不容易,初步设计阶段如考虑周到将使以后的改进较为方便。

初步设计阶段,应分析类似产品过去故障情况,原因,该故障对系统的影响、故障发生的概率等,并通过零部件的概略计算,参考各种设计情报进行初步的可靠性预计。当产品是由若干子系统或零部件组成时,应进一步将可靠性指标的目标值分配给各组成部分,即进行可靠性分配。

适应不同产品及其构成部分的各种差异,可采取下列不同的可靠性设计方式:

表 12-4 某发动机可靠性目标值项目举例

项 目	目 标 值
功能特性	50000km 后功能特性降低率小于初始功能 %
耗油量	50000km 后油耗提高率小于初始值的 %
行驶性能	50000km 的感官评分值比初始评分值低一个量级
低温起动性能	50000km 后不降低
排放量	50000km 后排放物增加值 < %
累积失效概率	20000km 的累积失效概率 < %

表 12-5 各类产品常用的可靠性指标

使用条件	连 续 使 用				一 次 使 用	
	可 修 复		不 可 修 复		可修复	不可修复
维修种类	预防维修	事后维修	用到耗损期	一定时间后报废	预防维修	
产品示例	电子系统,计算机,通信机,雷达,飞机,生产设备	家用电器,机械装置	电子元器件,机械零件,一般消费品	实行预防维修的零部件,广播设备用电子管	武器、过载荷继电器、救生器具	保险丝、闪光灯、雷管
常用指标	可靠度,有效度,平均无故障工作时间,平均修复时间	平均无故障工作时间,有效寿命,有效度	失效率,平均寿命	失效率,更换寿命	成功率	成功率

a. 预防故障设计

预防故障设计是由经验累积形成的设计方式,一般按下述原则进行设计:

- (1) 采用成熟的经验或经分析试验验证了方案。
- (2) 结构简单,零部件数量少。
- (3) 多用标准化,通用化零部件。
- (4) 重视维修性,便于检修、调整、拆换。
- (5) 重视关键零件的可靠性和材料选择。
- (6) 充分运用故障分析的成果,尽早改进。

b. 概率设计

概率设计将所设计零件的失效概率限制在允许的很小值,以满足可靠性定量的要求。

c. 贮备设计

贮备设计是对完成规定功能设置重复的结构,备件或手段,以备局部发生失效时,整机仍不致丧失功能的设计方式。当某部分要求可靠度很高,目前技术水平很难满足时即可采用贮备设计。但是,这往往会使整机的容积、重量、费用均相应增加。

d. 耐环境设计

耐环境设计是在设计阶段就考虑产品在整个寿命期内可能遇到的各种环境影响。例如,在装配,运送时的冲击、振动等影响;贮存时的温度、湿度、霉菌等影响;使用时的气候、沙尘、烟雾、振动等影响。相应则进行耐温设计、耐湿设计、耐振设计等,采取适当的措施以提高产品耐环境的能力。

e. 安全设计

安全设计是针对失效后会造成人身伤亡或引起重大经济损失的情况,以保证一定的安全水平。一般可以从以下几个方面着手:

(1)故障安全设计,当万一发生故障,则装置自动趋于安全。例如铁路信号装置,设计成一旦发生故障肯定为红色信号。

(2)防误操作设计,是设计成不会发生误操作的构造。

(3)故障检出或监测设计,是在生产线上附加检测系统以检出显在故障和监测潜在故障。

(4)人员防护设计,是设置安全防护装置。

f. 维修性设计

维修性设计是在设计阶段就考虑维护修理的方便,以便发生故障后能迅速修复而达到提高有效度的目的。主要应做到:1)检测方便,缩短故障的诊断、定位时间;2)装拆方便,便于维修操作,缩短排除故障的时间;3)维修所需设备、工具、技术简单。必要时应满足维修性指标,如维修度,平均修复时间等。

g. 人一机工程设计

人一机工程设计是在设计阶段为减少人的差错,发挥人和机各自的特点以提高产品使用可靠度。主要应做到:1)指示系统可靠,不仅显示可靠,而且显示方式,显示器配置等都使人易于无误地接受;2)控制,操作系统可靠,有仅仪器及机构有满意的精度,而且适于人的使用习惯,便于识别操作,不易出错,与安全有关的应有防误措施;3)操作环境尽量适于人的工作需要,减少引起疲劳,干扰操作的因素,这些因素主要有:湿度、温度、气压、光线、噪声、振动、沙尘、污染、空间等。

h. 权衡设计

权衡设计是指在可靠性、维修性、安全性、功能、重量、尺寸等质量、价格、交货期之间综合权衡寻求最佳方案的设计。

在初步设计和技术设计告一段落,还需再进行可靠性预计。做必要的可靠性试验;对重要的部分用故障模式、效应及危害度分析,故障树分析(FTA)等方法进行可靠性,安全性分析;邀请有关各方面人员专家就可靠性进行评议审查。将设计的缺陷、潜在故障原因、弥补的对策反馈给设计人员。进行改进设计,逐步完成可靠性设计。

例题 1 链条疲劳可靠性的计算

计算链条可靠度,需要具备下列两个条件:

(1)掌握链条疲劳强度的分布形式。经研究,链条的疲劳强度与疲劳寿命都是符合威布尔分布的,采用两参数的威布尔分布已能正确地拟合疲劳寿命。

(2)事先选取链条的形状参数 β 与尺度参数 t_0 的数值。这两个数值是按以实际工况为依据制定的试验规范进行试验后,通过数据分析处理得到的在一定误差与置信度条件下的数据,其试验与数据处理的方法见参考文献。

具备了上述两项条件即可按下式计算出威布尔的概率密度函数 $f(t)$

$$f(t) = \frac{\beta}{t_0} \left(\frac{t}{t_0}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^\beta}$$

由 $f(t)$ 即可进一步计算出可靠度函数 $R(t)$

$$R(t) = 1 - F(t) = 1 - \int_0^t \frac{\beta}{t_0} \left(\frac{t}{t_0}\right)^{\beta-1} \cdot e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^\beta} \cdot dt$$

对规定工作时间要求的链条可靠度,最终可求得

$$R = e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^\beta}$$

计算实例

现有一按常规设计确定的链传动装置,其具体参数为:小链轮齿数 $Z_1=19$,主动轮转速 $n_1=283\text{r/min}$,速比 $i=3$,链长 $L_p=100$ 节,中心距 $A_1=300\text{mm}$,链条能承受的最大工作载荷为 2650N ,选用的链条 B 系列节距为 9.525mm (06B)的普通标准滚子链,验算其可靠性:

解:

(1)按上述工况拟订该链条疲劳强度性能试验规范:施加的交变载荷最大值 $F_{\max}=2650\text{N}$,最小值 $F_{\min}=265\text{N}$;试验链段为 5 个链节(3 个内链节,2 个外链节);试样数 $n=6$ 。

(2)求取 β 与 t_0 值。记录在疲劳试验机上测得的链段疲劳破坏的交变载荷的循环次数。此数值需折算成相当于链段长为 30 节时的循环次数,具体折算办法见参考文献,然后依失效应力循环次数由小到大依序排列,采用最好线性无偏估计来进行数据处理,利用《可靠性试验用表》可完成这一环节,得到的结果填入下表。

链条试验结果数理统计表

j	$N_{j,n} \times 10^5$ *	$X_{j,n} = \lg N_{j,n}$	$n=6$		$r=6$	
			$C(n,r,j)$	$C(n,r,j)X_{j,n}$	$D(n,r,j)$	$D \cdot X_{j,n}$
1	11.5	6.607	-0.1458	-0.8836	0.0489	0.2964
2	12.0	6.0792	-0.1495	-0.9088	0.0835	0.5076
3	13.0	6.1139	-0.1267	-0.7746	0.1211	0.7404
4	21.0	6.3222	-0.0732	-0.4628	0.1656	1.0470
5	29.0	6.4626	0.0360	0.2326	0.2255	1.4573
6	39.0	6.5911	0.4593	3.0273	0.3554	2.3425
Σ				$M_1=0.2301$		$M_2=6.3912$

* 已经折算成链段长为 30 节时的数据。

当失效力循环次数依次为 $N_{1,n} \leq N_{2,n} \leq \dots \leq N_{r,n}$ 时,威布尔分布中的参数 t_0 和 β 可按下式进行计算。

$$\ln t_0 = \sum_{j=1}^r D(n, r, j) \ln N_{j,n}$$

$$\frac{g_{r,n}}{\beta} = \sum_{j=1}^r C(n, r, j) \ln N_{j,n}$$

式中, $D(n, r, j)$ 为 $\ln t_0$ 的最好线性无偏估计系数; $C(n, r, j)$ 为 $1/\beta$ 的最好线性无偏估计系数; 具体计算结果为

$$t_0 = e^{2.3026M_2} = e^{14.7164} = 24.6 \times 10^5$$

$$\beta = \frac{0.8680}{0.2301 \times 2.3026} = 1.6384$$

(3) 计算在规定时间内应用循环次数 t , 当规定时间为 1440h 时, 其 t 值为

$$t = 1440 \times \frac{n_1 z_1 \times 60}{L_P} = \frac{1440 \times 280 \times 19 \times 60}{100} = 4.6 \times 10^6$$

(4) 计算出可靠度 R 值

$$R = e^{-\left(\frac{t}{t_0}\right)^\beta} = e^{-\left(\frac{4.6 \times 10^6}{24.6 \times 10^5}\right)^{1.6384}} = e^{-2.7884} = 0.06$$

由以上计算结果表明该链条在规定的 1440h 的时间内不能可靠工作, 当然整个链传动装置必然也是不可靠的, 欲提高链传动的可靠性, 可采取多种措施。如提高产品质量档次, 改变传动参数, 缩短链条更换时间等。

现以提高链条产品质量档次为例, 重新计算此链传动装置的可靠度。

经采取强化措施(如喷丸, 挤孔, 预拉等), 链条的疲劳性能可大为提高, 达到 $t_0 = 20.8 \times 10^6$, $\beta = 1.536$ 。如用这一档次的链条其可靠度 R 值为

$$R = e^{-\left(\frac{4.6 \times 10^6}{20.8 \times 10^6}\right)^{1.536}} = 0.906$$

计算结果表明传动的可靠度已大大提高。可见, 利用这种方法可设计出具有足够可靠性的链传动。

例题 2 一受剪螺栓连接如图所示。已知载荷为等幅交变载荷, 呈正态分布, 其均值和标准离差为 $\bar{F}_S = 24000\text{N}$ 和 $\sigma_{F_S} = 1440\text{N}$ 。被连接件板的材料为灰铸铁 HT25—47, 其强度极限为 245MPa。要求在 10000 个连接中, 只允许有 2 个失效。试设计此连接需要的螺栓直径。

解:

(1) 确定设计准则

从螺栓的剪切强度角度来看, 连接的失效形式是栓杆的疲劳剪断, 所以设计准则为: 螺栓的剪切疲劳强度大于栓杆的剪应力的概率必须大于或等于所要求的可靠度, 即

$$P(\tau_{-1} - \tau > 0) \geq R(t)$$

式中 τ_{-1} ——螺栓材料的剪切疲劳极限, MPa;

τ ——栓杆的剪应力, MPa。

(2) 选择螺栓的材料和机械性能等级, 并确定其强度分布

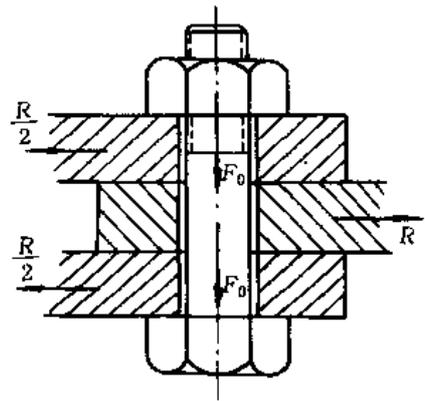


图 12-14 剪螺栓联接

选择螺栓材料为 45 钢,机械性能等级为 6.8。取其强度分布为正态分布,则有均值 $\bar{\sigma}_b = 600\text{MPa}$, $\bar{\sigma}_s = 480\text{MPa}$ 。由经验公式得

$$\bar{\sigma}_{-1} = 0.23(\bar{\sigma}_b + \bar{\sigma}_s + \bar{\sigma}_t) = 0.23(600 + 480) = 284.4\text{MPa}$$

于是得螺栓的剪切疲劳强度的均值及其标准离差为

$$\bar{\tau}_{-1} = 0.577\bar{\sigma}_{-1} = 0.577 \times 284.4 = 143.3\text{MPa}$$

$$\sigma_{\tau_{-1}} = 0.08\bar{\tau}_{-1} = 0.08 \times 143.3 = 11.5\text{MPa}$$

(3) 确定栓杆的应力分布

栓杆受剪面的剪应力均值为 $\bar{\tau} = \frac{\bar{F}_s}{iA}$, 式中 i 为受剪面数, $A = \frac{\pi \bar{d}_0^2}{4}$, 此处 d_0 为栓杆直径。于是得栓杆的剪应力的均值为

$$\bar{\tau} = \frac{4\bar{F}_s}{\pi i \bar{d}_0^2} = \frac{4 \times 24000}{3.14 \times 2 \times \bar{d}_0^2} = \frac{15287}{\bar{d}_0^2}$$

根据机械零件可靠性设计理论,此剪应力的标准离差为

$$\begin{aligned} \sigma_{\tau} &= \frac{4}{\pi i} \left[\frac{\bar{F}_s^2 \times (0.004 \bar{d}_0)^2 + (\bar{d}_0^2)^2 (\sigma_{FS})^2}{(\bar{d}_0^2)^4} \right]^{1/2} \\ &= \frac{4}{3.14 \times 2} \left[\frac{24000^2 \times (0.004)^2 + 1400}{\bar{d}_0^2} \right]^{1/2} \end{aligned}$$

$$\text{即 } \sigma_{\tau} = \frac{919}{\bar{d}_0^2}$$

(4) 运用联接方程求需要的螺栓光杆直径

当零件的强度分布和应力分布均为正态分布时,根据“机械零件可靠性设计”(牟志忠编著)。在本螺栓之例联接方程为

$$Z' = \frac{\bar{\tau}_{-1} - \bar{\tau}}{(\sigma_{\tau_{-1}}^2 + \sigma_{\tau}^2)^{1/2}}$$

式中 Z' —— 联接系数。

要求的可靠度 $R(t) = 0.9998$, 由标准正态分布表查得对应此可靠度 $Z' = 3.50$ 。把上述有关各值代入联结方程,有

$$3.50 = \frac{143.3 - \frac{15287}{\bar{d}_0^2}}{[11.5^2 + (\frac{919}{\bar{d}_0^2})^2]^{1/2}}$$

化简并整理得

$$\bar{d}_0^4 - 231.63 \bar{d}_0^2 + 11808 = 0$$

解之得

$$\bar{d}_0 = 12.5\text{mm}$$

§ 12—2 计算机辅助设计

一、机械设计工作中计算机的应用

随着计算机的飞速发展,在机械设计领域内,计算机作为设计人员的助手,它所起的作用

已经愈来愈广泛。由于计算机的运算速度极快,它可以在较短的时间内求解过去用人力难以求解,甚至无法求解的方程。因此,过去不便或不能处理的一些复杂问题,现在已可依靠计算机来得到解答。当给出的数学方程不好直接求解,或不能建立统一的设计方程式时,利用计算机,还可以用一种逐次逼近的办法来得到满足要求的解答。这时,可以先假设某一个答案,在这个基础上进行特性计算,然后检查计算结果是否满足所要求的条件,如果不满足所要求的条件,就修正原答案,如此反复计算直到得出满意的答案为止。用这种方法可以使一个包括有多参变量的设计实现最优化。

现今在机械设计计算中使用计算机,并不是仅仅用来作为一种计算工具以代替繁杂的手工计算,而更重要的要进行大量的数据和信息的智能分析和处理。计算机作为处理信息的智能工具,具有下述功能:

1. 图像显示和绘图功能

图像显示可以非常直观地表达各种信息,适宜于作人机交互的主要联系手段。设计机械产品又离不开确定其几何形状和尺寸,计算机可以在屏幕上绘出设计对象的三维立体图形,甚至动态显示其工作运动过程,供设计者观察分析和决策。设计结果往往都要绘成机械图样,这是设计人员繁重的常规设计工作,采用计算机驱动绘图机绘图可以免去设计人员的绘图劳动量。

2. 贮存和管理数据信息的功能

计算机具有贮存和管理极大容量数据信息的能力。设计中需要引用和查询大量标准,规范以及材料性能等基础数据;设计对象从零件、部件到整个产品需要作为有联系的整体储存其数据;在进行具体设计时,要贮存其主要参数以便建立相应的数学模型进行分析和优化,并按照设计进程优化的结果逐步精细化或更新所贮存的设计对象的定义、参数。这些工作都可由计算机贮存和管理数据信息的功能来完成。

3. 逻辑判断和推理功能

计算机可以通过对符号的运算和匹配来进行逻辑判断和推理。近年,人工智能技术逐渐成熟并开始进入实用领域,各种具有设计专家智能的专家系统正在开发,采用人工智能技术不但可将已能用计算机实现的设计工作(例如生成图样,计算仿真等)进一步提高其智能,还可在设计初期帮助设计者进行方案设计,部分地代替设计者进行高层决策。

二、计算机辅助设计

计算机辅助设计(CAD),指使用计算机系统统一支持设计过程中各项设计活动,在CAD系统中将计算机科学技术和工程科学设计理论结合起来综合应用,因此,它是跨学科的新技术。CAD工作的对象可以是某种产品或某项工程设计,范围非常广泛,机械产品CAD是其主要应用领域,据统计,机械产品CAD系统的销售额要占整个CAD系统销售额的50%以上。

CAD系统包括硬件部分和软件部分,从功能角度它可以分为数据库、程序库和输入输出人机通信系统三个模块,其功能组成如图12-15所示。

计算机直接处理的是符号化和数值化后的信息,设计对象的实体应当经过抽象作为数据信息贮存在计算机内以便处理,这就是数据库模块的功能。CAD工作,如分析和综合等,是由用户调用CAD系统中各种功能程序去执行实现的,供用户调用的各种功能程序的总体称作程序库。CAD系统中还应提供一个友善的交互作业环境,即输入输出和人机交互通信模块。

在贮存有关设计产品数据信息的工作中,最重要的是在计算机内部建立产品的的数学模

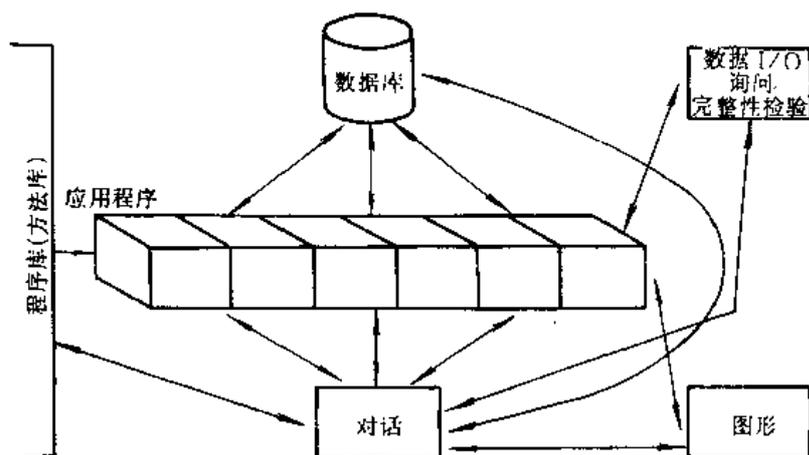


图 12-15 CAD 系统的基本组成部分

型,即用数据符号以及数学语言对产品进行全面定义和描述。如果只是在设计过程某个环节采用计算机进行某个运算和处理,则只需输入并贮存有关的若干参数即可。作为 CAD 系统统一处理产品的设计,在不同阶段要调用同一产品对象的不同特性参数,在设计进程中还会对这些参数作补充或修改更新,因此,需要一个较完整的产品模型。产品模型应包括产品几何形状尺寸、物理性质、功能,制造工艺技术要求等方面信息,信息数据在模型内部要有机地联系组织在一起,先进的产品模型技术,不但可以方便地检索出贮存在模型内部的参数数据,并且能够由基本定义参数及其联系关系,根据需要推导其他派生数据信息。在目前的 CAD 系统中,大都把产品有关几何形状和尺寸等几何方面特性抽出单独组成模型,称作几何模型。几何模型是产品模型中最主要的内容。

CAD 工作主要采用人机交互的工作方式。计算机具有强大的执行功能,而人则具有计算机难于具有的创造性,联想力和高层决策能力,两者结合在一起,就可以把设计进行得更好更快。对用户友好的交互环境,一般是由交互图形软件及图像输入和输出设备组成。典型的 CAD 工作过程是:启动 CAD 系统后,用户调用几何模型构造软件,在屏幕前构建和观察设计对象的三维几何形体,将所选定的尺寸,形状参数贮存在几何模型中;接着用户调用程序库中的有关分析软件进行分析计算,如对贮存在几何模型中的实体进行运动分析,又如按贮存在模型中的几何数据自动进行有限元计算网格划分和有限元强度计算等,用户可以按分析结果反馈回来的信息,对设计对象进行优化修改,其结果应反映为计算机内产品模型数据的更新和修改。用户可以从屏幕上观察到设计产品工作过程仿真,如果对设计产品的性能觉得满意,就可以结束设计工作。

CAD 系统硬件,软件和 CAD 系统配置从略。

下面通过实例来说明计算机进行设计计算的过程。

例题 3 试进行轴的刚度设计,设已知轴的初步结构尺寸及其所受的载荷(包括轴承支反力)的大小和方向(用垂直和水平分量表示)。如图 12-16 所示。

要求在所给的结构尺寸和载荷情况下,计算轴的变形(用各剖面的转角和挠度表示),并且与给定的限制值相比较,如果不合格,应能自动地修正轴的尺寸直至合格为止,求出轴的修正

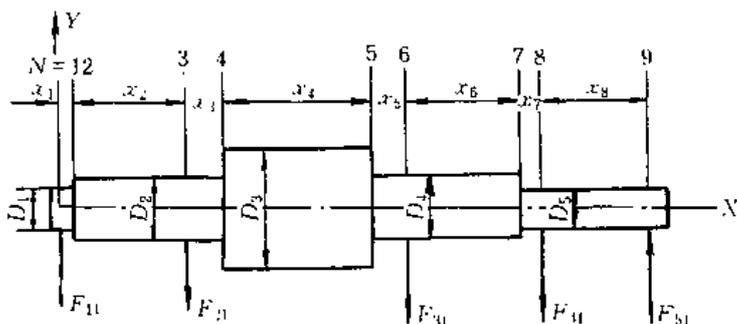


图 12-16 轴的刚度设计简图

后的最后尺寸相应的转角和挠度值。

解: 1. 建立数学模型

用下列材料力学的基本方程描述轴在外载荷作用下的变形情况。

转角与挠度的关系式为 $\frac{dy}{dx} = \theta$

弯矩与转角的近似关系式为 $\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{d\theta}{dx} = \frac{M}{EI}$

剪力与弯矩的关系式为 $\frac{d^3y}{dx^3} = \frac{d}{dx} \left(\frac{M}{EI} \right) = \frac{Q}{EI}$

分布载荷与剪力的关系式为 $\frac{d^4y}{dx^4} = \frac{d}{dx} \left(\frac{Q}{EI} \right) = \frac{q}{EI}$

式中: y ——挠度;

θ ——转角;

M ——弯矩;

Q ——剪力;

q ——分布载荷;

E ——材料的拉压弹性模数;

I ——剖面的轴惯性矩。

根据上述方程组, 求解过程为: 先根据已知外载荷 q 求出各剖面的剪力 Q , 然后再求各剖面的弯矩 M , 最后求各剖面的转角 θ 以至挠度 y 。

计算时, 结合计算机的特点, 采用数值积分法, 为此, 需先将轴分为若干段, 并将各段的分界面编号, 称之为站号, 各段的长短是任意的, 一般在直径突变处以及集中载荷作用处分界, 而在无外载作用的均匀光滑段则不分或少分, 如图 12-16 所示的轴共分为 9 站 8 段, 计算自左至右逐段进行。例如计算各站剪力时, 本站的剪力等于上站剪力加上上站所受的集中外载荷, 这实际上代表了本站与上站之间的剪力值 Q 。计算弯矩时, 则将本站的剪力乘以上站到本站的距离 Δx , 自左至右累加, 得 $\Sigma Q\Delta x$, 即为各站的弯矩 M , 再将各站的弯矩 M 除以相应的 EI 值得 M/EI , 取相邻两站转角的平均值为该段的转角, 乘以该段距离 Δx , 并自左至右累加, 得各站的转角 θ , 相邻两站转角的平均值为该段的转角, 乘以距离 Δx 即得挠度增量, 为求得实际挠度则需根据假定轴承所在剖面(在图 12-16 中为第 1、8 两站)的挠度 y 为零的边界条件, 求出积分数, 即

$$y_8 = \sum_1^8 \theta \Delta x + C' = 0$$

则 $C' = -\sum_1^8 \theta \Delta x$

令 $C = \left(\frac{C'}{\sum_1^8 \theta \Delta x} \right) \cdot \Delta x$

可得 $y = \sum(\theta \Delta x + C)$

式中: y_8 ——第 8 站的挠度, 为零;

C ——各段的积分常数;

Δx ——挠度增量。

将挠度增量与各段积分常数相加并各站累计, 即得各剖面的挠度值。然后按要求与规定的限制值相比较, 如不合格, 则将轴径作适当放大后重复进行, 直至合格为止。

2. 设计程序框图

根据以上所述, 可设计程序框图

3. 编制源程序

将上述框图用 FORTRAN 语言编写成源程序。

标识符说明

OPT	是否要求进行反复求解的识别标志。当 OPT=2 时, 要求根据限制值进行检查; 当 OPT=1 时, 则不进行检查
NP	需要进行检查转角和挠度的站数
LP(1)	需要进行检查转角和挠度的站号
DM(1)	在 LP(1) 处的允许最大挠度值
SM(1)	在 LP(1) 处的允许最大转角值
KSET	在一个平面内还是二个平面内有载荷的识别标志。KSET=1 表示只在垂直平面内有载荷; KSET=2 表示垂直和水平面内都有载荷
N	站 数
NO	到悬臂处的站数
D(1)	各段的轴的直径
E(1)	各段材料的拉压弹性模数
X(1)	站与站之间的距离
F(I, 1)	各站的垂直载荷
F(I, 2)	各站的水平载荷(只有当 KSET=2 时才有)
(以上为已知输入数据)	
Q(1)	各站的剪力
SLO(1)	各站的转角
U(1)	各站间转角的平均值
DEFL(1)	各站的挠度
C(1)	各站间的积分常数
DD(1)	各站间的挠度增量

```

PAGE    001
MASTER  SHAFT
DIMENSION  D(19),E(19),X(19),Q(20),DBM(20),BM(20),AI(20),
↑ Y(19),WK(19),WL(19),Z(19),DSL(20),SLO(20),U(19),
↑ DD(19),C(19),DEFL(20),DEFX(20),SLX(20),UX(20),LP(20),
↑ SM(20),DM(20),F(20,2)
READ(1)   OPT,NP,KSET,N,NO
READ(1)   LP,DM,SM,D,E,X,F
M=N-1
MO=NO-1
U(N)=0.0
490  DO100  KZ=1,KSET
      DO 80  J=1,M
      K=J+1
80    WRITE(2,50)  K,F(K,KZ),D(J),E(J),X(J)
50    FORMAT(/10X,114,5X,4X19.8)
      IND=0
      Q(1)=0.0
      DOI   J=2,N
      K=J-1
1     Q(J)=Q(K)+F(K,KZ)
      DBM(1)=0.0
      DO2   J=2,N
      K=J-1
2     DBM(J)=Q(J)*X(K)
      BM(1)=0.0
      DO3   J=2,N

PAGE    002
      K=J-1
      BM(J)=BM(K)+DBM(J)
3     CONTINUE
      DO4   J=1,M
4     AI(J)=3.14159*D(J)**4/64.0
      DO5   J=1,M
5     Y(J)=E(J)*AI(J)
      DO6   J=1,M
6     WK(J)=BM(J)/Y(J)

```

```

DO7   J=1,M
K=J+1
7     WK(J)=BM(K)/Y(J)
DO8   J=1,M
8     Z(J)=0.5*(WK(J)+WL(J))
DO9   J=1,M
9     DSL(J)=X(J)*Z(J)
SLO(1)=0.0
DO10  J=2,N
K=J-1
10    SLO(J)=SLO(K)+DSL(K)
DO11  J=1,M
K=J+1
11    U(J)=0.5*(SLO(J)+SLO(K))
DO12  J=1,M
12    DD(J)=U(J)*X(J)
DDSUM=0.0
DO13  J=1,MO
13    DDSUM=DDSUM+DD(J)
XSUM=0.0
DO14  J=1,MO
PAGE  003
14    XSUM=XSRM+X(J)
CF=-DDSUM/XSUM
DO15  J=1,M
15    C(J)=X(J)*CF
DEFL(1)=0.0
DO26  J=2,N
K=J-1
26    DEFL(J)=DEFL(K)+DD(K)+C(K)
DO17  J=1,N
17    WRITE(2,40) J,F(J,KZ),Q(J),SLO(J),U(J),DEFL(J)
40    FORMAT(/10X,114,5X,5E19.8)
IF(KSET-1)53,53,55
55    IF(KZ-1)56,56,57
56    DO58 J=1,N
DEFX(J)=DEFL(J)
SLX(J)=SLO(J)

```

```

58     UX(J)=SU(J)
100    CONTINUE
57     DO71   J=1,N
        DEFL(J)=SQRT(DEFL(J)*DEFL(J)+DEFX(J)*DEFX(J))
        U(J)=SQRT(UX(J)*UX(J)+U(J)*U(J))
71     SLO(J)=SQRT(SLX(J)*SLX(J)+SLO(J)*(SLO(J))
        DO88   J=1,N
88     WRITE(2,84)   SLO(J),U(J),DEFL(J)
84     FORMAT(/10X,3E19: 8)
53     IF(OPT-1.0)99,99,160
160    DO175  DP=1,NP
        L=LP(KP)

        PAGE   004
        IF(ABS(DEFL(L)-DM(MP)))172,170,170
170    IND=1
172    IF((SM(KP)-ABS(SLO(L)))174,175,175
174    IND=1
175    CONTINUE
        IF(IND)99,99,180
180    DO185   J=1,M
        WRITE(2,240) D(J),J
240    FORMAT(/10X,E19. 8,5X,14)
        D(J)=D(J)*1.213
185    CONTINUE
        GOTO   490
99     STOP
        END
        FINISH

```

上面举的用计算机进行轴的刚度设计的简单例子,它适用于各种载荷、各种形状以及支承情况(有悬臂或无悬臂)下的轴的刚度设计。仿此,也可以编制出适用于各种载荷和各种形状下的轴的强度设计的程序。将这些程序联合起来,再配合图像—数字交互转换系统,就可以较完整地实现轴的计算机辅助设计(computer—aided design,简称CAD)。

习 题

1. 如题 1 图所示, 已知气缸内径 = 380mm, 缸内工作压力 $P=0\sim 1.70\text{MPa}$, 螺栓数目 $n=8$, 采用金属垫片, 试设计此缸盖螺栓。要求螺栓联接可靠度为 0.999999。

2. 一受剪螺栓联接如题 2 图所示, 已知载荷 R 为等幅交变载荷, 呈正态分布, 其均值及标准差为 $R(\bar{R}, \sigma_R) = R(24000, 1440)\text{N}$

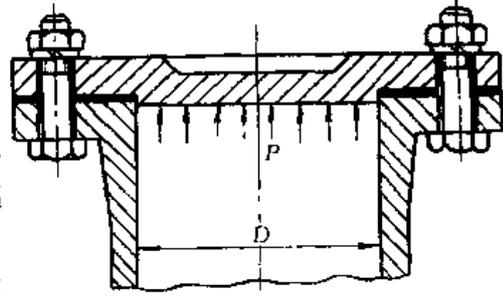
承剪面数 $m=2$, 预紧力忽略不计, 从安全考虑, 在 10000 个螺栓中, 只允许有两次由于螺栓失效引起的停工。试设计此螺栓联接。

3. 一海军飞机利用 I 型花键在规定的环 境中工作(用矿物润滑, 工作温度为 120°C), (1) 在累积工作 40h 后进行预防维修, 如果最大允许磨损量为 0.10mm 问这一花键的可靠度是多少? (2) 如已经运转 40h, 要求再附加 10h, 问对于附加的 10h, 花键联接的可靠度是多少?

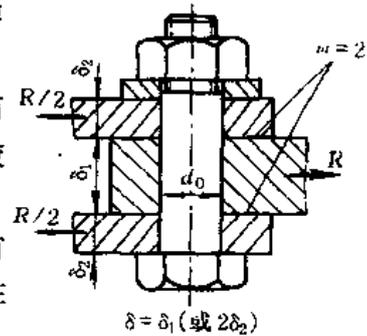
4. 一只 209 号径向球轴承在某项应用中得出具有 90% 可靠度的疲劳寿命 $100 \times 10^6\text{r}$, 问如果具有 95% 的可靠度时, 疲劳寿命有多大?

5. 用一对滚子轴承的轴, 要求在系统可靠度为 0.98 时有 1000h 的可靠寿命, 如已知轴的可靠度为 $R_1(t) = 0.999$, 求在选取这对轴承时应取的额定寿命值。

6. 有一滚动轴承, $d=400\text{mm}$, 受径向压力 $F_r=6000\text{N}$ 作用, 要求可靠度 $R(t) \hat{=} 0.95$, 工作寿命 $t=5000\text{h}$, 试选择此轴承。



题 1 图 压力容器盖的联接



题 2 图

参考文献

1. 濮良贵主编 机械设计 1990,人民出版社
2. 沈继飞主编 机械设计 1988,上海交通大学出版社
3. 李振情、彭荣济合编 机械零件 1987,北京工业学院出版社
4. 许镇宇、邱宣怀主编 机械零件 1981,人民出版社第三次印刷
5. 徐灏主编 机械设计 1989,东北工学院版
6. 上海机器制造学校编 机构与机械零件 1978,人民出版社
7. 徐灏主编 机械设计手册二卷 1991,机械工业出版社第一版
8. 西北工业大学原理零件组编 机械设计 1979,人民出版社第一版
9. H. R. Rothbart; Design and System Handbook 1979, MCGraw—Hill
10. 益子正巳; 机械设计 1964, 养贤堂
11. M. R. Krehnle; Compact Troughed Drive—A New Gear Design, (Design Engineering)No. 5, 1980
12. ISO (TC60/WG6): Gears, 199E, 200E, 424E.
13. 陈建元 机械可靠性设计 1990, 机械工业出版社第一版
14. 梁正强 机械零件设计计算实例 1989, 中国铁道出版社
15. 丁振华 机械设计习题与指导 1990, 上海交大出版社
16. 宗孝 机械要素与设计基础 月刊工业新闻社
17. 汪琪 机械零件设计问题解析 1993, 中国致公出版社
18. 中国农业机械学会 农业机械学报 1994. 6, 第 25 卷 V, 1, 25
19. 紧固件联接设计手册编写委员会 紧固件联接设计手册 1990, 国防工业出版社

封面页

书名页

版权页

前言页

目录页

第一章 螺纹联接的强度
计算

1 - 1 螺栓组

联接的受力分析

1 - 2 单个螺

栓联接的强度计算

1 - 3 螺栓组

联接计算举例

第二章 螺旋传动

2 - 1 概述

2 - 2 螺旋传

动的材料和许用应力

2 - 3 传力螺

旋传动的设计计算

2 - 4 传导螺

旋的设计计算

2 - 5 滚动螺

旋传动的设计计算

第三章 带传动

3 - 1 带传动

的基本理论

3 - 2 普通三

角胶带传动的设计计算

3 - 3 窄V带

传动的设计计算

3 - 4 平带传

动的设计计算

3 - 5 同步带
传动的设计计算

3 - 6 多楔带
传动的设计计算

3 - 7 塔轮传
动

3 - 8 多从动
轮带传动

第四章 齿轮传动

4 - 1 直齿圆
柱齿轮传动的的设计计算

4 - 2 斜齿圆
柱齿轮传动的的设计计算

4 - 3 标准圆
锥齿轮传动的强度计算

4 - 4 变位齿

轮传动的设计计算

4 - 5 齿轮的
结构设计

4 - 6 齿轮传
动的效率和润滑

第五章 蜗杆传动

5 - 1 概述

5 - 2 普通圆
柱蜗杆传动的基本参数和
尺寸计算

5 - 3 普通圆
柱蜗杆传动设计计算

5 - 4 圆弧齿
圆住蜗杆传动

5 - 5 蜗杆传
动的效率、润滑及热平衡

计算

5 - 6 蜗杆传

动的结构设计

第六章 链传动

6 - 1 链传动

的基本内容

6 - 2 套筒滚

子链传动

6 - 3 齿形链

传动

第七章 滑动轴承

7 - 1 润滑

7 - 2 滑动轴

承的种类及其应用

7 - 3 滑动轴

承的典型结构

7 - 4 轴瓦的
材料和结构设计

7 - 5 非液体
摩擦滑动轴承的设计计算

7 - 6 液体摩
擦动压向心滑动轴承的设
计计算

第八章 滚动轴承

8 - 1 滚动轴
承的基本知识

8 - 2 滚动轴
承类型选择

8 - 3 滚动轴
承的计算

8 - 4 变工况
下滚动轴承的计算

8 - 5 一个支
点上安装两个同型号的向
心推力轴承的计算特点

8 - 6 滚动轴
承的极限转速

8 - 7 不同可
靠度对滚动轴承尺寸的选择

8 - 8 滚动轴
承的组合设计

第九章 轴

9 - 1 概述

9 - 2 轴的结

构设计

9 - 3 轴的强

度计算

9 - 4 轴的刚度校核计算

9 - 5 轴的振动

第十章 联轴器与离合器

1 0 - 1 联轴器与离合器的作用

1 0 - 2 联轴器

1 0 - 3 离合器

第十一章 弹簧

1 1 - 1 概述

1 1 - 2 圆柱形螺旋位伸，压缩弹簧的结构参数与尺寸

1 1 - 3 圆柱
形螺旋拉伸，压缩弹簧的
计算

1 1 - 4 圆柱
形螺旋扭转弹簧的计算

1 1 - 5 板弹
簧的设计计算

第十二章 机械零件现代的
设计方法

1 2 - 1 机械
可靠性概念、可靠性特征
量和可靠性设计程序

1 2 - 2 计算
机辅助设计

附录页